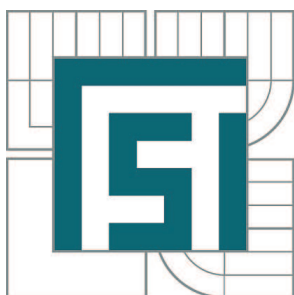


VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ENERGETICKÝ ÚSTAV

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
ENERGY INSTITUTE

POSOUZENÍ PROVOZU BAGROVACÍCH ČERPADEL

OPERATION CHECK OF DREDGE PUMP

DIPLOMOVÁ PRÁCE
MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

Bc. JAKUB PLEBAN

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

doc. Ing. ZDENĚK SKÁLA, CSc.

BRNO 2011

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Energetický ústav

Akademický rok: 2010/11

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Jakub Pleban

který/která studuje v **magisterském studijním programu**

obor: **Energetické inženýrství (2301T035)**

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

Posouzení provozu bagrovacích čerpadel

v anglickém jazyce:

Operation check of dredge pump

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Zjištění stávajícího stavu bagrovací stanice, trasy spalovací vody, řešení spalovacích kanálů na odkaliště. Zjištění provozních stavů v rámci celého roku a konkrétního provozu kotlů.

Cíle diplomové práce:

Navržení optimálního provozu čerpadel při daném provozním stavu, různých provozních stavech a posouzení případné instalace frekvenčních měničů na motory čerpadel. Naznačení možného technického řešení suchého odběru škváry včetně návratnosti instalace.



Seznam odborné literatury:

Skála,Z.: Paliva a spalování, skriptum VUT v Brně

Černý, Janeba,Teysler: Parní kotle, SNTL Praha

Vedoucí diplomové práce:doc. Ing. Zdeněk Skála, CSc.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2010/11.

V Brně, dne 1.11.2010



doc. Ing. Zdeněk Skála, CSc.
Ředitel ústavu

prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc.
Děkan

ABSTRAKT

Tématem diplomové práce je posouzení provozu bagrovacích čerpadel a návrhu nové technologie odstruskování s výpočtem její návratnosti. Samotné optimalizaci provozu předcházela analýza současně provozované technologie, její zmapování, sběru dat, výpočtu tlakových ztrát a určení příčin jejich vzniku. Následně byla vyvozena opatření pro eliminování těchto vzniklých ztrát a tato opatření implementována do samotné optimalizace provozu bagrovacích čerpadel. V poslední kapitole je propočítána návratnost investice nové technologie odstruskování s ohledem na její realizovatelnost v prostorách teplárny.

KLÍČOVÁ SLOVA

Teplárna, bagrovací čerpadlo, splavovací kanál, struskovod, tlaková ztráta, návratnost investice

ABSTRACT

The aim of this thesis is to consider the operation of dredge pump and design new technology of slag removal including return on investment calculation. The operation optimization itself was preceded by analysis of present technology, data collection, calculation of pressure losses and pinpointing the causes of their origin. Subsequently, the measures to elimination of losses were deduced and these measures were implemented into optimization of dredge pump operation itself. The return on investment into the new technology of slag removal is calculated in the last chapter, considering its feasibility in the heating plant.

KEY WORDS

Heating plant, dredge pump, slurry channel, slurry tube, pressure loss, return on investment

PLEBAN, J. *Posouzení provozu bagrovacích čerpadel*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2011. 81 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Zdeněk Skála, CSc..

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem tuto diplomovou práci vypracoval samostatně, bez cizí pomoci. Při jejím zpracování jsem vycházel ze svých znalostí, konzultací a odborné literatury uvedené v přiloženém seznamu.

V Brně dne 24. 5. 2011

.....
Bc. Jakub Pleban

PODĚKOVÁNÍ

Chtěl bych touto formou poděkovat doc. Ing. Zdeněkovi Skálovi CSc. za jeho nemalou pomoc při řešení problematiky této diplomové práce. Můj veliký dík také patří zaměstnancům 1. směny v teplárně Přerov, kteří mi dávali zajímavé podněty při různých problémech, které se vyskytovaly v průběhu tvorby této práce. Také bych tímto rád poděkoval Ing. at Ing. Jiřímu Tovačovskému za jeho vstřícnost a ochotu při dohledávání potřebných informací o teplárně.

Posouzení provozu bagrovacích čerpadel

OBSAH

1	ÚVOD	10
1.1	Stručná charakteristika odstruskování a provozu bagrovacích čerpadel.....	11
1.2	Stručná charakteristika výroby elektrické energie	12
2	ZJIŠTĚNÍ STÁVAJÍCÍHO STAVU	14
2.1	Instalované zařízení bagrovací stanice	14
2.2	Trasa splavovací vody, řešení splavovacích kanálů, struskovody na odkaliště	14
2.2.1	Trasa splavovací vody a splavovací kanály	14
2.2.2	Struskovody na odkaliště	16
2.3	Druhy bagrovacích čerpadel.....	16
2.3.1	Bagrovací čerpadla 1-1 a 1-2	17
2.3.2	Bagrovací čerpadla 2-1 a 2-2	17
2.4	Celoroční provozní stavy bagrovacích čerpadel	18
2.4.1	Množství splavovací vody - úvaha.....	19
3	NÁVRH OPATŘENÍ PRO SNÍŽENÍ CELKOVÝCH PROVOZNÍCH NÁKLADŮ NA PROVOZ BAGROVACÍCH ČERPADEL.....	20
3.1	Provozní stavy	20
3.1.1	Letní provoz	20
3.1.2	Zimní provoz	20
3.2	Rozbor hydrosměsi.....	20
3.2.1	Křivka zrnitosti.....	22
3.3	Základní teoretické poznatky o proudění suspenzí	23
3.3.1	Výpočet kritické rychlosti proudění	24
3.3.2	Výpočet střední rychlosti proudění	25
3.4	Posouzení optimálního výkonu čerpadel.....	27
3.4.1	Tlakové ztráty v potrubích	31
3.5	Výpočet tlakových ztrát	35
3.5.1	Ztráty potrubí DN 300 složiště A-Jih.....	35
3.5.2	Ztráty potrubí DN 150 složiště „A-Jih“	39
3.6	Celkový tlak v potrubí DN 300	42
3.6.1	Celkový tlak v potrubí DN 300	42
3.6.2	Celkový tlak v potrubí DN 150	43
3.7	Čistá měrná energie, skutečný výkon čerpadla, skutečný výkon elektromotoru	47
3.7.1	Čistá měrná energie „Y“	47
3.7.2	Skutečný výkon čerpadla	48
3.7.3	Skutečný výkon elektromotoru	48
3.8	Skutečný výkon bagrovacích čerpadel pro potrubí DN 150	49
3.9	Skutečný výkon BČ pro potrubí DN 300	52
3.9.1	Důsledky změny objemových průtoků.....	55
3.9.2	Posouzení instalace frekvenčních měničů.....	56
3.10	Návrh opatření s krátkou dobou návratnosti	56
4	SUCHÝ ODBĚR ŠKVÁRY	58
4.1	Možné technické řešení suchého odběru škváry z kotlů K1- K4.....	58
4.1.1	Odběr škváry z kotle K1 a K2.....	58
4.1.1.1	Odběr škváry kotle K3 a K4.....	60
4.1.2	Společný odvod škváry od všech kotlů	60
4.2	Zhodnocení řešení suchého odběru škváry	61
4.3	Návratnost instalace suchého odběru škváry	61

Posouzení provozu bagrovacích čerpadel

4.3.1	Náklady	62
4.3.1.1	Výstavba kanálu	62
4.3.1.2	Dopravník s pneumatickou podporou pásu	62
4.3.1.3	Výkyvný pásový dopravník	63
4.3.1.4	Úpravy venkovního prostoru	63
4.3.1.5	Provozní náklady	63
4.3.1.6	Náklady celkem	64
4.3.2	Úspory	64
4.3.3	Návratnost	64
5	ZÁVĚR	66
6	SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY	67
7	SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ	69
7.1	Seznam indexů	70
8	SEZNAM TABULEK	72
9	SEZNAM OBRÁZKŮ	73
10	SEZNAM GRAFŮ	74
11	SEZNAM PŘÍLOH	75
11.1	Vázané přílohy	75
11.2	Volné přílohy	75

1 ÚVOD

Požadavky na odběr technologické páry se v Přerově začaly objevovat v souvislosti s dynamickým rozvojem průmyslu po konci 2. světové války. Na konci 50. let 20. století bylo tempo růstu průmyslu a počtu obyvatel města Přerova obrovské, což bylo impulzem k výstavbě teplárny. Výstavba byla zahájena v listopadu roku 1960. Provozu prvního kotle K1 o parním výkonu 125 t/h a parametrech výstupní páry 9,4 MPa s teplotou 540°C byl zahájen v roce 1963. O rok později, dne 15. 12. 1964, byl kotel doplněn turbínou o elektrickém výkonu 25 MW. S dalším rozvojem města stoupla poptávka tepla, a proto byl roku 1967 spuštěn identický kotel K2 o stejných výkonových parametrech jako kotel K1. Teplárna byla od začátku provozu úzce spojena s provozem Elektrárny Přerov, která byla základním pilířem soustavy centralizovaného zásobování teplem (CZT) v Přerově. Na její síť se teplárna postupně připojila a převzala celé krytí spotřeby tepla ve městě. Kapacity v dodávkách tepla byly plně využity již v topné sezóně 1968/1969, proto bylo rozhodnuto o dostavbě dalších dvou nízkotlakých kotlů s parním výkonem 100 t/h, s teplotou 250°C a tlakem 1,325 MPa. První z těchto kotlů, kotel K3, byl uveden do provozu a připojen do systému CZT 3. září 1978. Kotel K4 byl dostavěn se zpožděním v roce 1991. Současně s dostavbou tohoto kotle byl ukončen provoz celé elektrárny.

S dostavbou kotle K4 byla také zahájena postupná modernizace výrobního zařízení teplárny. Jednalo se především o generální opravu kotlů K1 a K2, včetně instalace moderního řídicího systému TDC 3000 fy Honeywell v roce 1993. V tomtéž roce byla zmodernizována a rozšířena chemická úprava vody (CHÚV), doplněna záložní zauhlovací trasa, postaven nový 125 metrů vysoký betonový komín. Modernizací prošlo také hospodářství s lehkým topným olejem (LTO) pro předúpravu stabilizačního paliva, současně byl vybudován rozmrazovací tunel k předeřevu vagónu pro vykládku paliva v zimním období.

V roce 1995 byla spuštěna nově vybudovaná turbína TG1 o elektrickém výkonu 41 MW. Stará turbína TG2 byla odstavena a zakonzervována. V roce 2001 byla opět uvedena do provozu. Musela se však demontovat vysokotlaká část, neboť byla překročena její materiálová životnost. Její elektrický výkon tak klesl na současně provozovaných 7 MW.

Teplárna Přerov zajišťuje dodávku tepla pro přibližně 14.500 domácností a místní průmyslové odběratele (Precheza, Přerovské strojírný), a to technologickou parou tlaku 2 MPa a někdy i tlaku 0,9MPa. Celoročně také dodává teplo do výměňkových stanic pro ohřev teplé užitkové vody.

Devadesátá léta se nesou ve znamení zvyšování požadavků na plnění emisních limitů. Na všechny kotle byl tedy nainstalován tzv. systém DENOx pro optimalizování spalovacích režimů kotlů právě ve vztahu k vypouštěným emisím CO a NOx. Následně z důvodu zpřísnění limitů pro vypouštění emisí tuhých znečišťujících látek (TZL) byl vybudován druhý stupeň čištění spalin. První stupeň tvoří elektrostatický odlučovač, přičemž každý kotel má svůj vlastní. Druhý stupeň čištění je společný a tvoří jej tkaninový filtr, který snižuje množství vypouštěných emisí TZL na minimální úroveň.

1.1 Stručná charakteristika odstruskování a provozu bagrovacích čerpadel

Bagrovací čerpadla jsou součástí systému odstruskování, které začíná vynašečem strusky s drtiči pod jednotlivými kotli a končí složišti, umístěnými v areálu teplárny ve vzdálenosti cca 400 m (složiště „A“) a cca 1000 m (složiště „B“) od kotelny.

Po spálení práškového uhlí ve spalovací komoře padá vzniklá škvára do vynašeče s vodním uzávěrem proti přísávání falešného vzduchu. Velikost částecek škváry se pohybuje od několika desítek setin milimetru, až po kusy velikosti basketbalového míče. Velké kusy vznikají tak, že se na sebe nalepují jednotlivá spálená zrnka uhlí, neboť spalování probíhá za teploty vyšší, než je teplota tavení paliva. Natavená škvára naráží na chladnější povrch, převážně na výhřevné plochy ohniště, čímž dochází k jejich souvislému zanášení (zalepování), viz obrázek 1 b). Čas od času tato vrstva praská, láme se a odpadá od výhřevných ploch do vynašeče, kde se škvára zchladí a rozpadne. Hrablovým dopravníkem je pak vychlazená škvára dopravována do drtiče, obrázek 1 a).



a) Drtič škváry



b) Nálepy škváry

Obrázek 1: Vybavení kotle

Drtič škváry je zařízení, kde dva rotující ozubené ocelové válce drtí velké slepené kusy škváry na velikost částic do maximálního průměru 30 mm. Takto nadrcená škvára padá do splavovacího kanálu (SK). Zde ústí přívod potrubí splavovací vody. Splavovací voda se odebrává z nedalekého jezu, vystavěného na řece Bečvě, vzdáleného cca 500 m od areálu teplárny. Splavovací voda následně prochází CHÚV. Množství splavovací vody je závislé na aktuálním výkonu kotle/kotlů tak, aby byla zachována 10% koncentrace škváry ve splavovací vodě, jak je zakotveno v místních provozních předpisech (MPP) teplárny. Pakliže se smíchá škvára se splavovací vodou, mluví se o tzv. hydrosměsi.

SK je postaven do tvaru U se spádem 2%, tedy 2 cm na 1 m délky, a to z důvodu snazšího toku hydrosměsi. SK ústí do bagrovacích jímek, kde se splavovaná hydrosměs shromažďuje a odtud čerpá pomocí bagrovacích čerpadel na složiště, kde škvára sedimentuje. Čistá voda se vrací přes přepad zpět do řeky Bečvy.

Teplárna Přerov (TPř) má k dispozici dva druhy bagrovacích čerpadel. Tato čerpadla jsou pro případ poruchy zálohována, takže pro provoz jsou připravena čerpadla 4. Dvě s vyšším čerpacím výkonem a dvě s nižším, pro letní provoz. Podrobnější popis čerpadel je uveden v kapitole 2.3.

1.2 Stručná charakteristika výroby elektrické energie

Česká republika je zapojena v evropské soustavě UCTE (Unie pro koordinaci přenosu elektřiny v Evropě), tzn. že každý stát je povinen svoji elektrizační soustavu regulovat dle předem stanovených pravidel. Společnost ČEPS a.s. (Česká energetická přenosová soustava) dohlíží na řízení přenosu elektrické energie s tím, že klade požadavky na jednotlivá výrobní zařízení na výrobu elektrické energie dle služeb, do kterých se výrobní podniky přihlásí, tak, aby byla v síti zajištěna frekvence 50 Hz s odchylkou $\pm 0,2$ Hz. TPř poskytuje služby primární, sekundární regulaci a terciární regulaci, také službu QS15 a SV30. Tyto služby jsou placené. Nad rámec placených služeb je TPř schopna pracovat v ostrovním režimu, a také je schopna začít fungovat při tzv. „startu ze tmy“.

- a) Primární regulace (poskytována občasně) – Základním požadavkem UCTE je, aby byla k dispozici výkonová rezerva 3000 MW. Nyní jsou povinné podíly každého státu na celkové rezervě 3000 MW stanovovány individuálně a každý rok se mění.
- b) Sekundární regulace (poskytována dlouhodobě) – Tato regulace je řízena státním dispečinkem s ohledem na potřeby ostatních států. Každý stát musí mít rezervu v kapacitách výroby elektrické energie v minimální výši jeho největšího zdroje, pro ČR je to 1000 MW (Jaderná elektrárna Temelín). Tato sekundární regulace má dvě funkce:
 - a. Za normálních podmínek udržuje naplánovaná salda (tj. dohodnuté rozdíly výkonů mezi vývozem a dovozem).
 - b. Při poruchách s větší odchylkou frekvence vyrovnává chybějící výkon, ale vždy pouze ten stát, který odchylku způsobil.

Požadavky:

- 1) změny výkonů se realizují v trvání jednotek minut,
- 2) použité bloky sekundární regulace musí umožňovat trvalé výkonové změny v rozsahu cca 10% jejich jmenovitého výkonu (nelze provozovat na plný výkon),
- 3) dodržet maximální odchylku předávaného výkonu pod ± 100 MW.

[zpracováno dle 1, strana 31]

- c) QS 15 – Jedná se o službu, kdy je teplárna schopna poskytovat zálohu 30 MW, tedy schopnost zvýšení výkonu o 30 MW z 19 MW na 49 MW během 15 minut od zadání požadavku. Požadavky na tuto službu jsou splněny a teplárna má udělen certifikát.
- d) SV30 – Jedná se o službu okamžitého snížení výkonu na požadovaný během 30 minut od zadání požadavku ze státního dispečinku. Tuto službu teplárna poskytuje na základě splnění požadavků, kdy jí byl udělen certifikát.

Posouzení provozu bagrovacích čerpadel

- e) Ostrovní režim – Turbína TG1 (výkon 41 MW) je schopna přejít do ostrovního režimu provozu a v případě poruchy v přenosové soustavě je schopna zásobit město Přerov a přilehlé blízké okolí elektrickou energií.
- f) Start ze tmy – V případě, že se nepodaří (nestihne) přejít na ostrovní režim a dojde k tzv. „black-out“, je teplárna schopna vlastními silami najet do ostrovního provozu a v něm bez problému pracovat.

Současná výroba elektrické energie se pohybuje okolo 260000 MWh a tepelné energie okolo 4000 TJ. Jedná se o zprůměrovaná data za poslední dva roky, tedy za rok 2009 a 2010.

2 ZJIŠTĚNÍ STÁVAJÍCÍHO STAVU

2.1 Instalované zařízení bagrovací stanice

Stávající zařízení je v dobrém a udržovaném stavu, a to i vzhledem povodním v květnu roku 2010, kdy byl zatopen celý prostor bagrovací stanice včetně všech jeho zařízení. Po povodních byly vyměněny všechny elektromotory a elektroinstalace řádně vysušena. Dnes vše funguje bez problémů.

2.2 Trasa splavovací vody, řešení splavovacích kanálů, struskovody na odkaliště

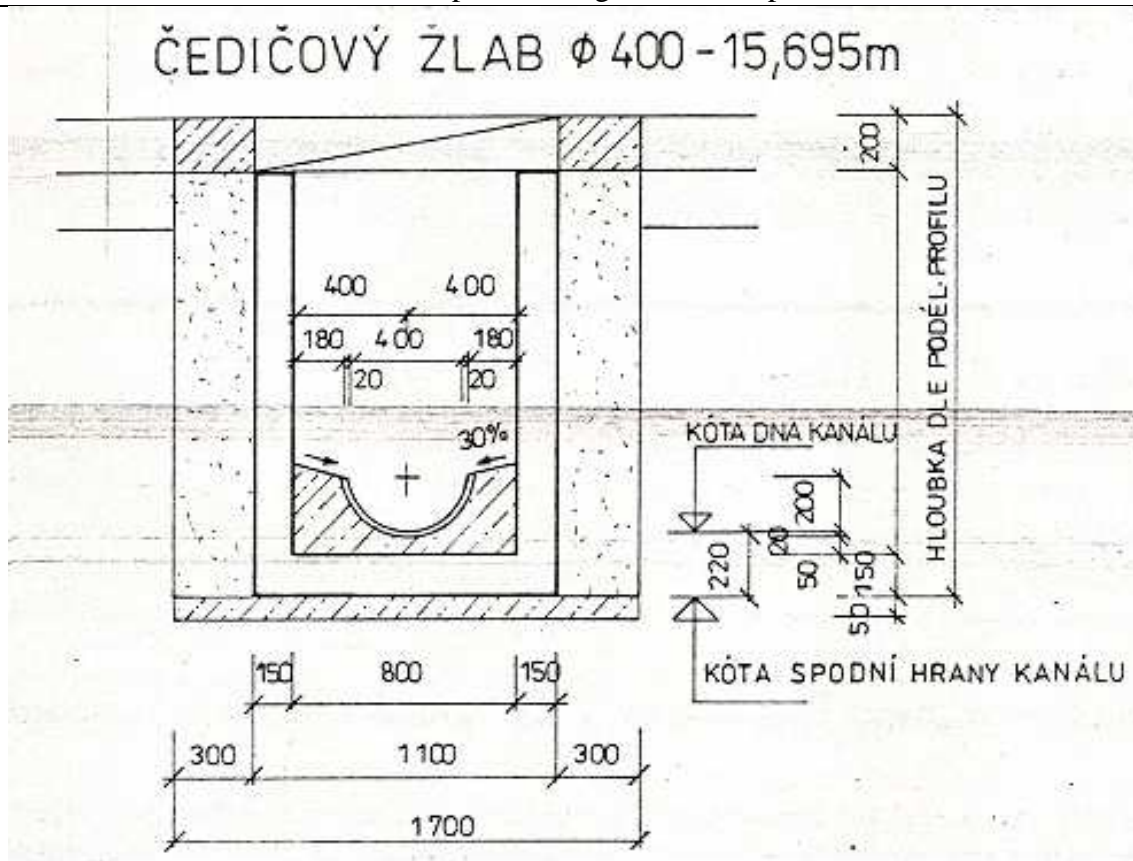
2.2.1 Trasa splavovací vody a splavovací kanály

Trasa splavovací vody, tedy potrubí vycházející z CHÚV a ústící do splavovacích kanálů, je v pořádku, bez závad a nutnosti oprav. Samotné splavovací kanály (SK) jsou umístěny pod zemí základní nulové hladiny, která je totožná s podlahou kotelny, a překryty betonovými bloky. Tyto betonové bloky zcela zakrývají celou trasu splavovacích kanálů. Pro kontrolu jsem musel jeden betonový blok nadzvednout a do šachty SK sešplhat. Kontrola SK proběhla vizuálně a hned při prvním pohledu bylo jasné, že kanál je ve značně nevyhovujícím technickém stavu. Nalezl jsem části čedičové výstelky, které volně ležely v korytě SK, a bránily tak volnému toku hydrosměsi. Navíc se v úplavu za těmito čedičovými úlomky tvoří nánosy strusky, což má za následek zanášení kanálu. Popraskané a uvolněné čedičové výstelky jsem našel po celé délce SK, avšak největší poškození kanálu je v místech, kde se mění směr toku hydrosměsi. V obrázku 3 jsou tyto pozice označeny jako body 1, 2, 3 a 4. V těchto bodech čedičová výstelka chybí úplně a vlivem abraze je poškozováno i betonové lože, ve kterém byla čedičová výstelka zabudována. Uvedené faktory způsobují, že směr toku hydrosměsi v těchto poškozených místech není takový, jaký by měl být, nýbrž chaotický a nesouměrný. Jelikož tímto není zabezpečen souměrný rychlostní profil hydrosměsi v SK, dochází k vytváření lokálních nánosů strusky a následně k pomalému zanášení celého SK sedimentující struskou.

Největší poškození SK je v místě 4, kde SK z kotle K4 je zaveden kolmo na SK z kotlů K1, K2 a K3. Tento kolmý soutok dvou proudů, obsahujících abrazní materiál, vyústil v totální zničení tvaru SK. Je zde vymletý kráter, který je již tak veliký, že začíná zasahovat do vlastní stěny šachty SK a tuto stěnu podemílá, viz obrázek 2.

Technický stav SK je z hlediska dlouhodobého provozu nepřijatelný. Ovšem je možné jej tolerovat, vzhledem k plánované výstavbě suchého odběru strusky v roce 2012. Pro roční provoz těchto SK je vhodné provést vyčištění od čedičových úlomků a usazené (sedimentované) strusky.

Posouzení provozu bagrovacích čerpadel



Obrázek 2: Příčný řez čedičovým žlabem



Obrázek 3: Letecký pohled na teplárnu s naznačenou trasou SK [2]

Posouzení provozu bagrovacích čerpadel

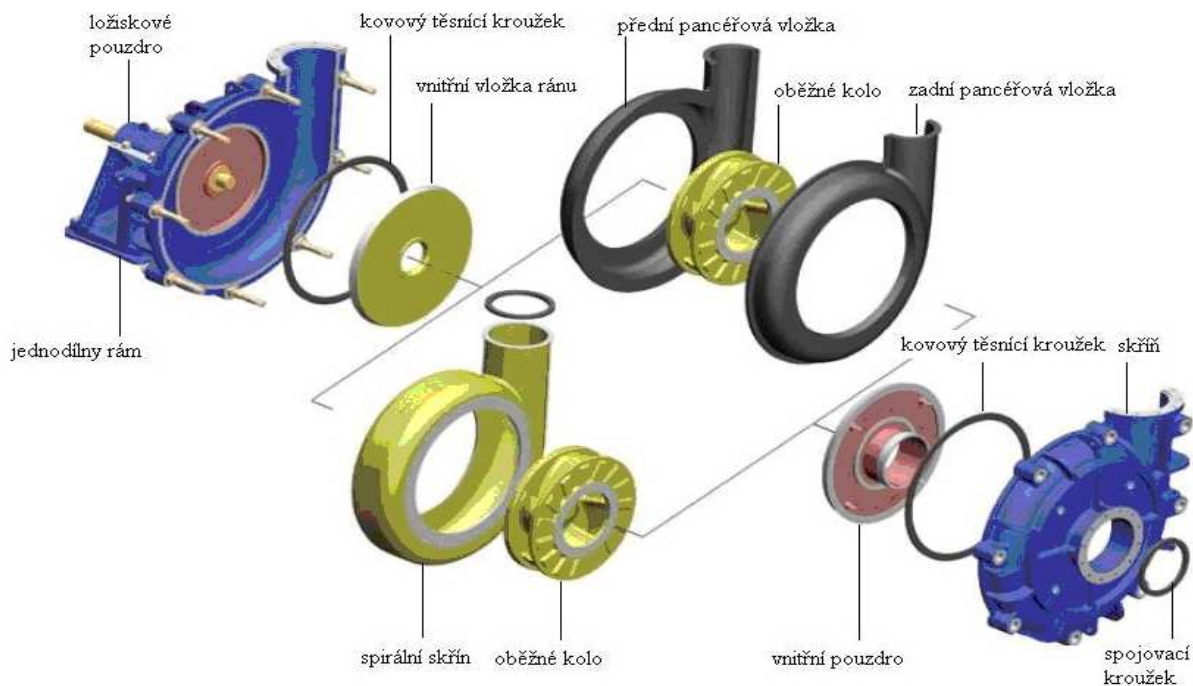
Za součást SK se mohou považovat také bagrovací jímky, kde se splavená hydrosměs zachytává a odtud čerpá na složiště. Prostory bagrovacích jímek jsou v dobrém technickém stavu bez okem viditelného poškození.

2.2.2 Struskovody na odkaliště

V červnu roku 2010 jsem provedl vizuální kontrolu struskovodu od bagrovacích čerpadel až po konce těchto vedení na složiště „A“. Kontrola potrubí DN 150 (vnitřní průměr potrubí 150 mm) byla provedena při plném provozu čerpadla 2-1 a taktéž kontrola potrubí DN 300 (vnitřní průměr potrubí je 300 mm) při provozu čerpadla 1-1 (rozdělení čerpadel je popsáno v kapitole 2.3). Potrubí jsou v dobrém technickém stavu bez nutnosti výměny či oprav. Mezi souběžně vedenými potrubími prorůstají dřeviny o zatím největším průměru 30 mm, což ovšem neohrožuje správnou funkci potrubí. Později by mohly dřeviny dosáhnout takové tloušťky, kdy by začaly tlačit na stěnu potrubí, čímž by mohlo dojít k případnému vyhození potrubí ze zámku podstavce, v kterém je potrubí uloženo. Následně by mohlo dojít i k nevratnému poškození struskovodu. V druhém, ale méně pravděpodobnějším případě by mohlo dojít k promáčknutí struskovodu. Při používání potrubí v časovém horizontu delším než 5 let je nutno učinit prořezání.

Kontrolu struskovodu na složiště „B“ jsem provedl taktéž v červnu roku 2010. Toto potrubí nebylo při kontrole v provozu, tudíž jsem provedl pouze vizuální kontrolu fyzického potrubí. Na tomto úseku jsem nezjistil žádnou technickou závadu. Toto potrubí také obrůstá dřevinami, ve větší míře až za ochranným plotem. Při používání potrubí v časovém horizontu delším jak 5 let však opět nutno dřeviny prořezat.

2.3 Druhy bagrovacích čerpadel



Obrázek 4: Části bagrovacího čerpadla [3]-upraveno autorem

Posouzení provozu bagrovacích čerpadel

V TPř jsou k dispozici dva druhy čerpadel. Dělí se podle velikosti čerpací práce, respektive dle množství přečerpané hydrosměsi.

Označení větších čerpadel je 1-1 a 1-2 a menších 2-1 a 2-2. Na obrázku 4 jsou popsány jednotlivé komponenty v teplárně používaného bagrovacího čerpadla (BČ) s výrobním označením AH společnosti Warman pumps. Z obrázku lze vyznat, že vnitřní část skříně je dvojího druhu. Jelikož škvára je vysoce abrazní materiál, je vnitřek skříně vybaven součástmi, které mají zvýšenou odolnost proti tomuto druhu opotřebení. Spirální skříň je odolná legovaná ocel, místo skříně může být zabudována dvoudílná pancéřová vložka. V teplárně se používá pouze typ se spirální skříní.

2.3.1 Bagrovací čerpadla 1-1 a 1-2

Výrobní označení tohoto typu čerpadla je WARMAN 8/6 E-AH. Pro toto čerpadlo je charakteristické velké množství čerpané kapaliny. Jmenovitý výtlačný tlak je 0,6 MPa. Průměr oběžného kola je 510 mm. To je ukryto ve spirální skříni. Průměr výtlačného potrubí je 300 mm (později označováno jako DN 300). Při maximálních otáčkách 960 ot/min je BČ schopno přečerpat 560 t/h hydrosměsi při účinnosti 71%, jak je naznačeno v grafu přílohy č. 1. BČ jsou opatřena frekvenčním měničem (FM). Za pomoci FM je možno dosáhnout plynulé regulace otáček čerpadla v rozsahu 650–960 1/min. To ve skutečnosti odpovídá 79-156 l/s (284-560 t/h) přečerpané hydrosměsi. Čerpadlo pohání asynchronní motor o výkonu 110 kW. Čerpadlo včetně asynchronního motoru lze pozorovat na obrázku 5 a).

Jak je patrné z tabulky 1, viz kapitola 2.4, je maximální možná spotřeba splavovací vody 370 t/h. Tedy rozsah čerpadla nebude v běžném provozu nikdy využit.

Maximální průtok je možno využít například pro proplachování (čištění) potrubí čistou vodou při přejíždění na jinou provozní trať.

2.3.2 Bagrovací čerpadla 2-1 a 2-2

Výrobní označení tohoto čerpadla je WARMAN 4/3 DAH. Konstrukčně jsou čerpadla 2-1 a 2-2 shodná jako čerpadla 1-1 a 1-2, přičemž průměr oběžného kola je 210 mm a průměr výtlačného potrubí je 150 mm (dále označováno jako DN 150). Tato čerpadla nejsou opatřena FM, a proto mají pouze jeden provozní režim. Čerpadlo 2-2 pracuje při 1650 ot/min, (převod pomocí řemenic), což odpovídá 20 l/s neboli 79 t/h čerpané hydrosměsi při účinnosti 58%. Čerpadlo 2-1 je zpřevodováno na 2580 ot/min => 40 l/s neboli 157 t/h při účinnosti 64%, naznačeno v grafu přílohy č. 2. Tato čerpadla pohání asynchronní motor o výkonu 55 kW.

Grafy v příloze č. 1 a č. 2 mi zaslal přímo výrobce. Ten také do těchto grafů vyznačil čerpací charakteristiku čerpadel, jež jsou v TPř používána. Ve výpočtech jsem používal data odečtená z těchto grafů.

Posouzení provozu bagrovacích čerpadel



a) BČ 1-2 Warman 8/6 E-AH

b) BČ 2-1 Warman 4/3 DAH

Obrázek 5: Bagrovací čerpadla Warman

2.4 Celoroční provozní stavy bagrovacích čerpadel

	Odkaliště A	Odkaliště B
Provoz kotle	[t/h]	[t/h]
K1 (K2)	50-60	
K1+K2	80-100	130-150
K1+K2+K3	160-180	
K1+K2+K4	130-150	150-170
K1+K2+K3+K4	300-320	
K4	90-100	
SPLAVOVÁNÍ Z MEZISILA	45-50	

Tabulka 1: Počet kotlů v provozu se spotřebou splavovací vody

Provozní stavy BČ z hlediska jejich provozu v závislosti na provozovaném počtu kotlů a jejich momentálních výkonů nelze zcela jasně a přesně stanovit. Lze však s malou

Posouzení provozu bagrovacích čerpadel

nepřesností nepřímo odhadnout, dle výkonu kotle/kotlů, potřebné množství splavovací vody a tím také určit čerpadlo a jeho provozní stav. Kolik splavovací vody je potřeba použít, je určeno dodatkem k místním provozním pokynům (MPP) vydaných dne 4. 2. 2009.

2.4.1 Množství splavovací vody - úvaha

Množství splavovací vody lze vypočítat přímo, a to z měřeného množství spáleného uhlí. Jde o sled měření množství spáleného uhlí a množství popílku zachyceného v odlučovačích v jistém časovém období. Pak by bylo možno podle obsahu popelovin v palivu určit zbytkový obsah pevné fáze (škváry). Následně k tomuto množství škváry přiřadit odpovídající množství splavovací vody tak, aby byla zachována 10% objemová koncentrace škváry ve splavovací vodě, jak je zakotveno v MPP. Toto lze aplikovat za předpokladu, že bude zajištěno přesné a spolehlivé měření všech potřebných údajů. To však v současnosti v TPř zajištěno není.

3 NÁVRH OPATŘENÍ PRO SNÍŽENÍ CELKOVÝCH PROVOZNÍCH NÁKLADŮ NA PROVOZ BAGROVACÍCH ČERPADER

3.1 Provozní stavy

3.1.1 Letní provoz

Provozním stavem je myšlen aktuální počet kotlů v provozu. V letních měsících je počet kotlů v provozu menší, neboť jsou prováděny odstávky pro pravidelnou údržbu, a také poptávka tepla pro vytápění obytných prostor je minimální. TPř je i v letních měsících přihlášena do podpůrných služeb, tzn. že dodává elektrickou energii v sekundární regulaci. Vždy je v provozu minimálně jeden kotel. Z uvedeného vyplývá, že bude nižší spotřeba paliva, a tedy i tvorba škváry, kterou je nutno čerpat BČ na složiště. Následně je také menší množství splavovací vody. Číselně v souvislosti se spotřebou vody se jedná o objem 80-100 t/h. Takové množství splavovací vody pak ukazuje na použití čerpadla 2-2 (157 t/h) v přerušovaném provozu.

3.1.2 Zimní provoz

V zimě se taktéž poskytují služby sekundární regulace, ale zároveň je v provozu i dodávka tepla do domácností, tudíž množství splavovací vody je 140-160 t/h. Tato spotřeba splavovací vody ukazuje na použití čerpadel 1-1 nebo 1-2 při 550 otáčkách, což odpovídá účinnosti čerpadla z 58% dle grafu přílohy č.1.

3.2 Rozbor hydrosměsi

Hydrosměs jako taková je tvořena kapalinou a pevnou látkou. Dle MPP by objemová koncentrace škváry ve vodě měla být kolem 10%. Pro potvrzení tohoto požadavku jsem provedl kontrolní měření. Objemová koncentrace se vypočítá dle následujícího vzorce:

$$c_v = \frac{\rho_{sm} - \rho_{vo}}{\rho_{pl} - \rho_{vo}}, \quad (3.1)$$

Kde: c_v [-] objemová koncentrace,
 ρ_{sm} [kg/m³] hustota směsi,
 ρ_{vo} [kg/m³] hustota vody,
 ρ_{pl} [kg/m³] zdánlivá hustota pevné látky.

Posouzení provozu bagrovacích čerpadel

Zdánlivá hustota pevné látky se vypočítá následně:

$$\rho_{pl} = \frac{m_{sušina}}{V_{celk} - V_{voda}}. \quad (3.2)$$

Pro výpočet bylo nutné provést měření, při kterém jsem postupoval tímto způsobem:

- odebrání vzorku hydrosměsi vytékající z roury ústící na složišti A-Sever,
- odečtení objemu odebraného vzorku V_{celk} ,
- zvážení vzorku m_{celk} ,
- vysušení vzorku a zvážení sušiny (škváry) $m_{sušina}$,
- určení množství vody $m_{celk} - m_{sušina} \Rightarrow V_{vody}$.

Naměřené hodnoty:

$$\begin{aligned} m_{celk} &= 4,1 \text{ [kg]} \\ m_{sušiy} &= 0,75 \text{ [kg]} \\ V_{celk} &= 0,00376 \text{ [m}^3\text{]} \\ V_{voda} &= 0,00335 \text{ [m}^3\text{]} \end{aligned}$$

po dosazení do vzorce (3.2) dostaneme:

$$\rho_{pl} = \frac{m_{sušina}}{V_{celk} - V_{voda}} = \frac{0,75}{0,00376 - 0,00335} = \frac{0,75}{0,00041} = 1829,3 \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right], \quad (3.3)$$

Tedy hustota škváry (pevné látky) je $1829,3 \text{ kg/m}^3$, hustota směsi se poté vypočítá z poměru:

$$\rho_{sm} = \frac{m_{celk}}{V_{celk}} = \frac{4,1}{0,00376} = 1090,42 \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right], \quad (3.4)$$

Hustota vody ρ_v (20°C) se rovná 998 kg/m^3 (tabulková hodnota) [5].

Potom po dosazení výsledku rovnic (3.3) a (3.4) do rovnice (3.1) dostaneme hledanou objemovou koncentraci:

$$c_v = \frac{\rho_{sm} - \rho_{vo}}{\rho_{pl} - \rho_{vo}} = \frac{1090,42 - 998}{1829,3 - 998} = 0,111, \quad (3.5)$$

což je 11% koncentrace škváry ve vodě. Tedy s mírnou odchylkou je dodržena požadovaná hodnota.

V TPř probíhá regulace množství splavovací vody ručně. Obsluha z velínu dává pokyny obsluze z odstruskování o aktuálním odebíráním množství splavovací vody z CHÚV. Ta poté pomocí uzavíracích armatur reguluje množství. Například pro provoz kotle K1 a K2 je běžné množství splavovací vody cca 92 tun za hodinu, což je v korelaci s tabulkou 1. K zamyšlení je pak skutečnost, že k regulaci splavovací vody nedochází v souvislosti s výkonem kotle/kotlů.

Posouzení provozu bagrovacích čerpadel

Jelikož je teplárna ve službách, její elektrický a potažmo tepelný výkon kolísá v desítkách megawatt. Z mého pozorování aktuální výroby elektrické energie vyplývá, že průměrná výroba se pohybuje okolo 35 MWe. Stane se však, že několikrát za hodinu klesne výkon na pouhých 25 MWe (není výjimkou 15 MWe), nebo naopak stoupne na 45MWe, což je obrovský rozsah výkonů, který se musí regulovat. Ekvivalentně s elektrickým výkonem kolísá také výkon tepelný. Regulace tepelného výkonu se provádí manuálně, zapínáním nebo vypínáním práškových hořáků v kotlích na základě tlaku a teploty páry vstupující do turbíny TG1. Každý z kotlů má 8 práškových hořáků, jež jsou při regulaci k dispozici. Z tohoto lze usoudit, že požadovaná koncentrace „c_v“ nebude vždy 10%, jak předepisují MPP, nýbrž se bude v jistých odchylkách kolem této koncentrace pohybovat. Tyto změny koncentrace mohou mít negativní vliv na výpočet tlakových ztrát (kapitola 3.5).

3.2.1 Křivka zrnitosti

Pro potřeby následujících výpočtů je třeba znát v jakém zastoupení jsou velikosti zrn ve vzorku škváry a také, jestli se jedná o materiál stejnorodý, či nesterjnorodý. Toto měření jsem provedl ve školních laboratořích, kdy jsem vzorek škváry, který mi zůstal po popsání předchozím měření, nechal prosévat na prosévacím zařízení. Jednalo se o natřásací se stroj, který měl několik druhů sít, seřazených dle velikosti ok chronologicky od největšího po nejmenší. Doba prosévání byla 5 minut. Následně jsem pečlivě vážil kusy škváry, které ulpěly na daném síti, tzv. nadsítne. Výsledky tohoto měření jsou uvedeny v tabulce 2 a vyneseny v grafu 1.

Nadsítne	Procentuální zastoupení	Velikost oka
		[mm]
12,7%	12,7%	6,5
34,49%	21,79%	2
40,89%	6,40%	1,4
49,97%	9,08%	1
75,29%	25,32%	0,71
89,85%	14,55%	0,5
100%	10,16%	0

Tabulka 2: Hmotnostní zastoupení zrn škváry

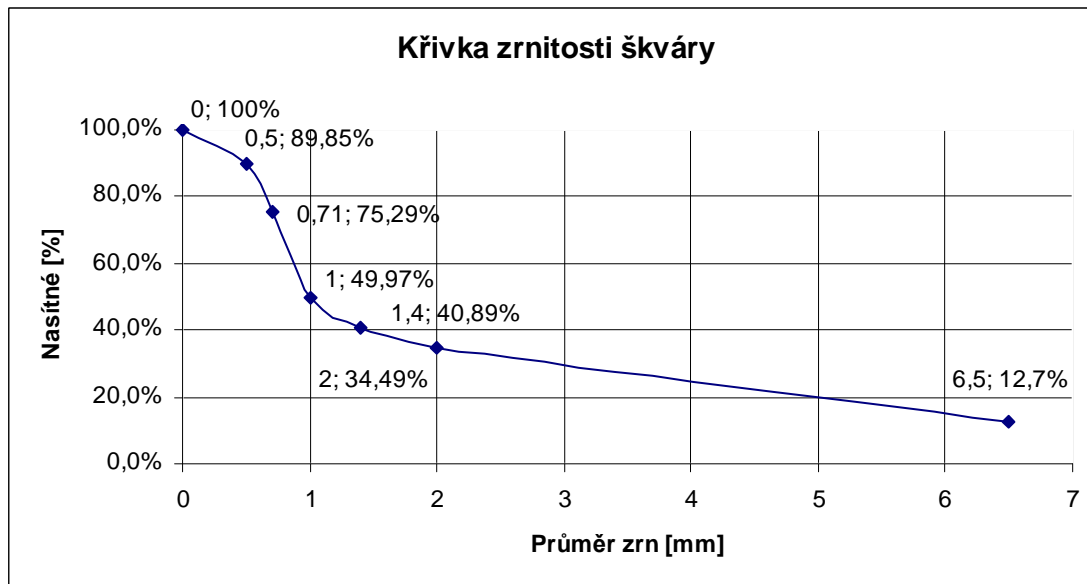
Na obrázku 8 strana 28, lze pod ústím potrubí DN 300 pozorovat škváru, která na složišti A-Sever zůstala nevybagrovaná (nevyvezená). Nutno však dodat, že na tomto obrázku lze pozorovat pouze zrna větší frakce, neboť menší zrna sedimentují až v klidné vodě, dál od ústí trubky struskovodu, tedy těsně před stavidlem složiště.

Bylo nutné stanovit stejnorodost a nesterjnorodost materiálu, dle vzorce (3.6) viz [6]

$$d^* = \frac{d_{10}}{d_{60}}, \quad (3.6)$$

Posouzení provozu bagrovacích čerpadel

kde: d^* nestejnorodost pevné látky,
 d_{10} průměr zrna, kdy je nadsítiné 10%,
 d_{60} průměr zrna, kdy je nadsítiné 60%.



Graf 1: Křivka zrnitosti škváry

Z předchozího grafu 1 odečtu hodnoty pro d_{10} a d_{60} , dosadím do vzorce (3.6). Výsledek porovnám s podmínkou, kdy $d^* < 5$ označuje stejnorodý materiál, $d^* > 15$ označuje materiál nestejnorodý. Tedy hodnoty $d_{10} = 5,5$ mm a $d_{60} = 0,85$ mm.

$$d^* = \frac{d_{10}}{d_{60}} = \frac{6,5}{0,85} = 7,64. \quad (3.7)$$

Při měření zrnitosti jsem si všiml, že při prosévání na natřásacím stroji dochází k rozpadání kousků škváry na menší částice vlivem vibrací. Při pohledu na vzorec (3.6) docházím k závěru, že toto měření může mít vliv na určení stejnorodosti materiálu. Pokud vezmu v potaz, že se jako první rozpadaly částice největší, pak hodnota čitatele d_{10} může být vyšší, což zvýší i výslednou hodnotu d^* .

3.3 Základní teoretické poznatky o proudění suspenzí

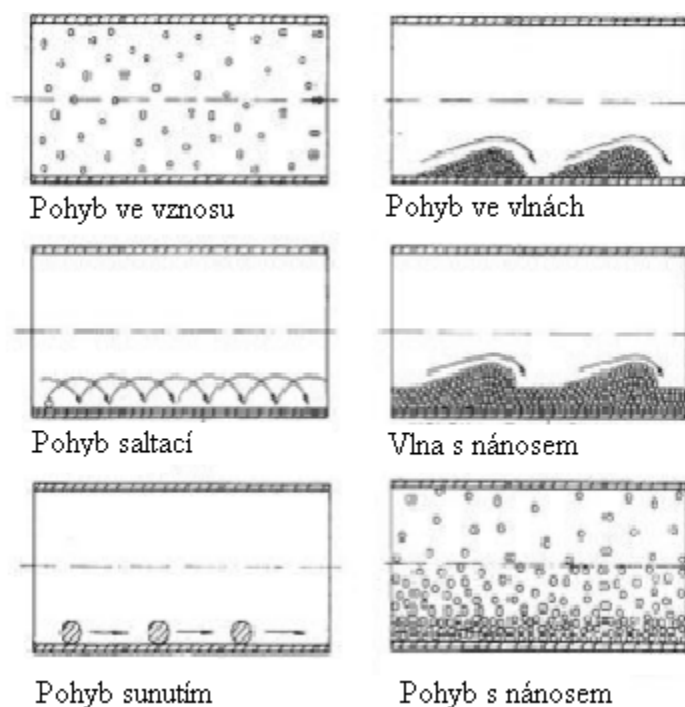
Pakliže se sleduje pohyb pevných částic v závislosti na rychlosti proudění kapaliny, lze sledovat několik fází pohybu těchto pevných částí. Při nulové rychlosti kapaliny jsou pevné částice (škváry) usazeny na dně roury. Je-li postupně zvyšována rychlost proudění, tak bezprostředně nenastává okamžitý pohyb škváry. Pohyb pevné částice se začne projevovat až od určité rychlosti. Pohyb částic začíná pomalým a pozvolným převalováním se po jiných, které jsou doposud v klidu. Poté, při dalším zvýšení rychlosti proudění, přechází pohyb na malé skoky, tzv. pohyb saltací. Při této rychlosti dochází k pozvolnému tvoření tzv. vln, které jsou charakteristické svým tvarem. Takto vytvořená vlna zúží průřez potrubí, proto se nad ní

Posouzení provozu bagrovacích čerpadel

zvýší proudění a částice se udržují ve vznosu. Jakmile částice překročí hranu hřebenu vlny, průřez se zvětší a rychlost sníží, tudíž částice vypadávají ze vznosu a usazují se za vlnou na spodní straně potrubí. Z toho vyplývá, že celá vlna se postupně pohybuje pomalým převalováním. Pokud je koncentrace pevných částic v proudě čerpané kapaliny nízká, dochází k postupnému oddělování jednotlivých vln (pohyb v kolonách), ale při koncentracích vyšších se na spodní straně stěny vytvoří nánosová vrstva, po které se vlna pohybuje (vlna s nánosem).

S dalším zvyšováním rychlosti se vlny zvětšují a také se zintenzivňuje pohyb saltací. Při určité rychlosti proudění se vlny rozpadají, část pevných částic je ve vznosu a část stále leží na dně roury ve formě nánosu (pohyb s nánosem). S dalším zvýšením rychlosti proudění přechází všechny částice do vznosu, což se nazývá nadkritické proudění. A právě to je z hlediska opotřebení vnitřní stěny roury nejideálnější, neboť je opotřebován rovnoměrně celý vnitřní povrch potrubí. Ne tak jako při proudění s nánosem, kdy škvára vydírá spodní část roury. Dílčí druhy pohybu pevných částic v potrubí jsou zobrazeny v obrázku 6.

[zpracováno dle 6]



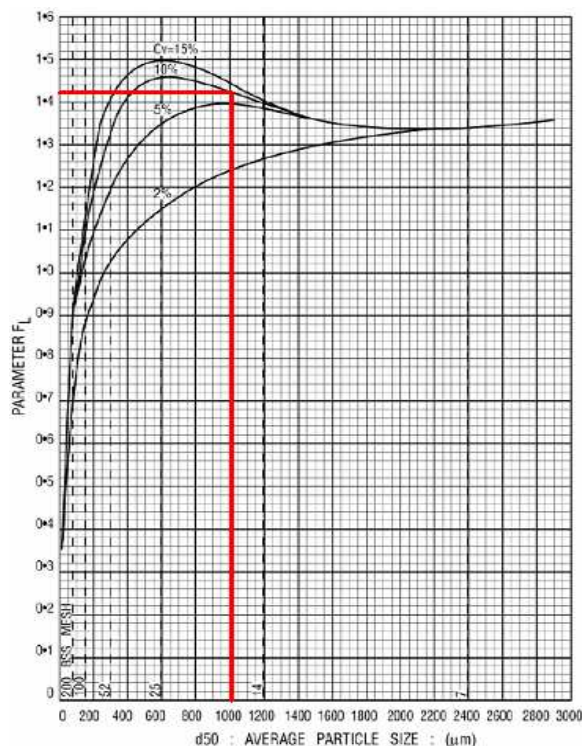
Obrázek 6: Základní druhy pohybu materiálu v potrubí [6]

3.3.1 Výpočet kritické rychlosti proudění

Jak bylo popsáno v předchozí kapitole, nejideálnější je pohyb částic ve vznosu. Toho je docíleno právě, když je rychlost proudění kritická ve vztahu k pohybu částic v proudě kapaliny. Tuto rychlost lze vypočítat ze vztahu (3.8), viz [4]:

Posouzení provozu bagrovacích čerpadel

$$v_L = F_L \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot D \cdot \frac{\rho_p - \rho_v}{\rho_v}}, \quad (3.8)$$



kde: F_L [-] koeficient Durandovy funkce,
 v_L [m/s] kritická rychlost proudění,
 g [m/s^2] gravitační zrychlení,
 D [m] vnitřní průměr potrubí,
 ρ_p [kg/m^3] hustota škváry,
 ρ_v [kg/m^3] hustota vody.

Graf 2: Koefficient Durandovy funkce pro stejnorodý materiál [4]

Odpčet hodnoty koeficientu Durandovy funkce se provádí pro průměrnou velikost zrna, kdy je nadsítné a podsítné sobě rovno, tedy 50% nad a 50% škváry pod sítím. Z grafu 1 odečítáme hodnotu $d_{50}=1\text{mm}$. Následně z grafu 2 odečtu koeficient Durandovy funkce $F_L=1,42$ a dosadím do vzorce (3.8).

Pro potrubí DN 150 je:

$$v_{L150} = F_L \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot D_{150} \cdot \frac{\rho_p - \rho_v}{\rho_v}} = 1,42 \cdot \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 0,15 \cdot \frac{1829,3 - 998}{998}} = 2,22 \left[\frac{\text{m}}{\text{s}} \right], \quad (3.8.1)$$

pro potrubí DN 300:

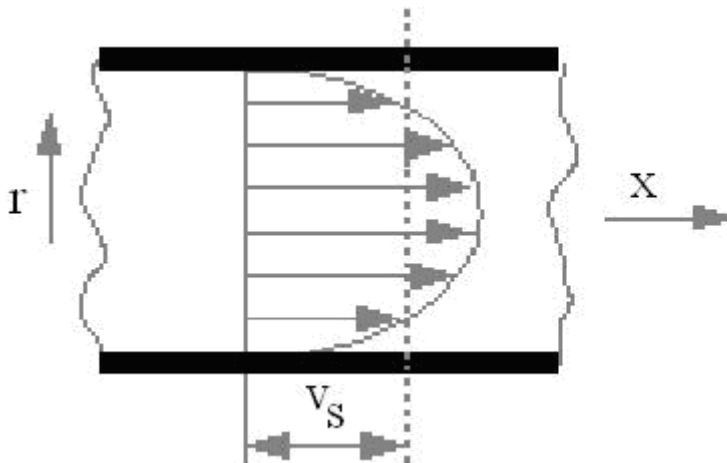
$$v_{L300} = F_L \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot D_{300} \cdot \frac{\rho_p - \rho_v}{\rho_v}} = 1,42 \cdot \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 0,3 \cdot \frac{1829,3 - 998}{998}} = 3,14 \left[\frac{\text{m}}{\text{s}} \right]. \quad (3.8.2)$$

3.3.2 Výpočet střední rychlosti proudění

Jelikož voda není Newtonská kapalina, probíhá v ní při pohybu tření, což v konečném důsledku vyvolá tlakovou ztrátu. Toto tření probíhá jak mezi molekulami vody samotné, tak také na površích škváry, ale hlavně na povrchu vnitřní stěny trubky. Je logické, že na povrchu

Posouzení provozu bagrovacích čerpadel

stěny trubky bude rychlost hydrosměsi nulová. S postupným narůstáním vzdálenosti směrem ke středu (ose) trubky bude rychlost kapaliny narůstat. Vytvoří se tak parabolický rychlostní profil proudění (viz obrázek 7). Podle jeho tvaru jej můžeme rozlišovat na proudění turbulentní a laminární. Obojí bude blíže popsáno v kapitole 3.5. Pro další výpočty je vhodné tento rychlostní profil nahradit jednou rychlostí (střední rychlostí) označenou „ v_s “, která má v radiálním směru stále stejnou hodnotu.



Obrázek 7: Rychlostní profil proudění kapaliny v trubce [7]

Střední rychlost proudění je dána vztahem:

$$v_s = \frac{V}{S} = \frac{\dot{m}}{\rho_s \cdot S} \left[\frac{m}{s} \right], \quad (3.9)$$

kde: v_s [m/s] rychlost proudění směsi,
 V [m³/s] objemový průtok,
 \dot{m} [kg/s] hmotnostní průtok,
 S [m²] průtočná plocha potrubí,
 ρ_s [kg/m³] hustota hydrosměsi.

V následující tabulce 3 jsou hodnoty střední rychlosti proudění pro potrubí DN 150, pro dva provozní stavy. V tabulce 4 jsou uvedeny hodnoty střední rychlosti proudění v potrubí DN 300, při různých otáčkách čerpadla, tedy pro různý objemový průtok.

V		m	v_{s150}
[m ³ /h]	[m ³ /s]	[kg/s]	[m/s]
72	0,02	21,8	1,13234253
144	0,04	43,6	2,26468507

Tabulka 3: Průtok hydrosměsi v DN 150

Posouzení provozu bagrovacích čerpadel

V		m	v_{s300}
[m ³ /h]	[m ³ /s]	[kg/s]	[m/s]
95	0,026389	28,76389	0,37351577
110	0,030556	33,30556	0,43249194
150	0,041667	45,41667	0,58976174
200	0,055556	60,55556	0,78634898
250	0,069444	75,69444	0,98293623
300	0,083333	90,83333	1,17952347
350	0,097222	105,9722	1,37611072
400	0,111111	121,1111	1,57269796
485	0,134722	146,8472	1,90689628

Tabulka 4: Průtok hydrosměsi v DN300

3.4 Posouzení optimálního výkonu čerpadel

V rámci různých provozních stavů, lze toto posouzení provádět z různých hledisek:

- 1) hledisko kritické rychlosti,
- 2) hledisko konstantního provozu,
- 3) hledisko opotřebení materiálu,
- 4) hledisko maximální účinnosti čerpadla,
- 5) hledisko energetické náročnosti na provoz.

Ad 1)

Kritická rychlost proudění pro potrubí DN 300 je $v_{L300}=3,14\text{m/s}$, viz výsledek rovnice 3.8.2. Porovnáním s výsledky v tabulce 4 vyplývá, že pro maximální průtok je střední rychlost proudění 1,9 m/s. Z tohoto lze vyvodit tyto závěry:

- a. Proudění není ve vlnách, tedy koncentrace unášené škváry v proudu vody není rovnoměrná. Většina větších (těžších) částic je unášena u spodní strany potrubí a jelikož škvára je vysoce abrazivní materiál, tuto spodní stěnu trubky vydírá (vybrušuje). Na obrázku 7 lze zřetelně vypořizovat, že k tomuto jevu na čerpacích tratích v TPř dochází.
- b. Tvorba místních nánosů (pohyb ve vlnách nebo pohyb ve vlnách s nánosem) může mít za následek zvýšení rychlosti proudění, tedy zvýšení turbulencí. Následně se zvýší i tlakové ztráty a návazně také elektrický příkon pro BČ.
- c. Možnost ucpání potrubí vlivem sedimentace pevných částic mimo provoz tratě, v případě, že se trať odstaví z provozu a nedokonalé se propláchnou. Pak struska, která v potrubí zůstane, vyschne a ztuhne. Při opětovném najetí do provozu je možné, že dojde k ucpání. Toto se již v TPř stalo. Příčinou ucpání může být také fakt, že mezi vypouštěcími armaturami na vodorovném potrubí je prohlubeň (potrubí není horizontálně rovné, ale

Posouzení provozu bagrovacích čerpadel

lokálně konvexně prohnuté). Po vypuštění zbylá škvára vyschla a při opětovném uvedení tratě do provozu došlo k jejímu popraskání. Části škváry se uvolnily a ucply potrubí.



Obrázek 8: Detail vybroušeného dna potrubí (DN 300, složiště A-Sever)

Kritická rychlost pro DN 150 je $v_{L150}=2,22\text{m/s}$ vypočítána v kapitole 3.3.1 vzorec (3.8.1). Při porovnání s tabulkou 4 je vhodné provozovat BČ 2-1. Toto čerpadlo je schopno čerpat 157 tun hydrosměsi za hodinu při provozních otáčkách 2580 za minutu. Střední rychlost čerpané hydrosměsi je v tomto případě $v_s=2,26\text{ m/s}$, tudíž je zajištěno optimální proudění ve vlnosu. Nezpřevodované čerpadlo 2-2 čerpá při svých provozních otáčkách 1650 za minutu 79 tun hydrosměsi za hodinu, čemuž odpovídá střední rychlost proudění $v_s=1,13\text{m/s}$, viz tabulka 4. Což je polovina rychlosti kritické, tudíž zde nastává hrozba pohybu škváry ve vlnách (vydírání potrubí) a také zanášení potrubního systému.

Ad 2)

Při vypínání čerpací tratě z provozu je nutné zavírat stavidlový uzávěr. Tento uzávěr je při častém používání poruchovější, a to z důvodu vydírání těsnících ploch vlivem abraze škváry. Proto je nutno používat to čerpadlo, které je svým čerpacím výkonem nejbližší k právě používanému množství splavovací vody, viz tabulka 1.

Posouzení provozu bagrovacích čerpadel

Ad 3)

Čerpadlo 2-2 pracuje s otáčkami oběžného kola 1650 ot/min a čerpadlo 2-1 s otáčkami 2580 ot/min. Z toho lze usoudit, že obvodová rychlost je u 2-1 vyšší, což má za následek vyšší míru opotřebovávání oběžného kola vlivem abraze. Obvodovou rychlost lze vypočítat ze vztahu:

$$u = \omega \cdot R_{\varepsilon} = \frac{\pi \cdot n \cdot D_{\varepsilon}}{60} \left[\frac{m}{s} \right], \quad (3.10)$$

kde: u [m/s] obvodová rychlost,
 ω [rad] úhlová rychlost,
 R_{ε} [m] poloměr oběžného kola čerpadla,
 n [1/min] otáčky čerpadla,
 D_{ε} [m] průměr oběžného kola čerpadla.

Obvodová rychlost čerpadla 2-1:

$$u_{2-1} = \omega \cdot R_{2-1} = \frac{\pi \cdot n_{2-1} \cdot D_{2-1}}{60} = \frac{\pi \cdot 2580 \cdot 0,21}{60} = 28,3 \left[\frac{m}{s} \right], \quad (3.10.1)$$

obvodová rychlost čerpadla 2-2:

$$u_{2-2} = \omega \cdot R_{2-2} = \frac{\pi \cdot n_{2-2} \cdot D_{2-2}}{60} = \frac{\pi \cdot 1650 \cdot 0,21}{60} = 18,15 \left[\frac{m}{s} \right]. \quad (3.10.2)$$

Obvodová rychlost čerpadel 1-1 a 1-2 pro otáčky 550 za minutu je

$$u_{1-1} = \omega \cdot R_{1-1} = \frac{\pi \cdot n_{1-1} \cdot D_{1-1}}{60} = \frac{\pi \cdot 550 \cdot 0,51}{60} = 14,7 \left[\frac{m}{s} \right], \quad (3.10.3)$$

obvodová rychlost čerpadla 1-1 a 1-2 pro otáčky 960 za minutu pak

$$u_{1-1} = \omega \cdot R_{1-1} = \pi \cdot n_{1-1} \cdot D_{1-1} = \frac{\pi \cdot 960 \cdot 0,51}{60} = 26,63 \left[\frac{m}{s} \right]. \quad (3.10.4)$$

Doposud nebyl explicitně stanoven vztah mezi opotřebením oběžného kola čerpadel ve vztahu k jejich otáčkám, tudíž nelze přesně spočítat úbytek materiálu na oběžném kole. Nicméně dlouhodobým pozorováním z praxe je patrné, že opotřebení oběžného kola abrazí s rychlostí otáček respektive s obvodovou rychlostí přímo souvisí. Je proto žádoucí, aby rychlost čerpání kapalin s abrazním materiálem bylo s co možná nejmenší obvodovou rychlostí oběžného kola. Musejí se ovšem také vzít v potaz jiné aspekty mající vliv na klidný a bezproblémový provoz čerpacích zařízení a čerpacích tratí.

Posouzení provozu bagrovacích čerpadel



Obrázek 9: Poškození oběžního kola BČ 2-1 abrazí (1200 hodin provozu)

Když porovnáme výsledky na výpočet obvodových rychlostí bagrovacích čerpadel, pak lze vypočítat, že provoz čerpadla 2-1 je z tohoto hlediska nejméně vhodný, jeho obvodová rychlost je 28,3 m/s. Pro maximální otáčky čerpadel 1-1 a 1-2 je jejich obvodová rychlost 26,63 m/s. V provozu TPř však nejsou tato čerpadla na jejich maximální otáčky využívána. Podle pozorování archivních záznamů nejsou tato čerpadla používána nad 600 otáček za minutu. To odpovídá obvodové rychlosti přibližně 16 m/s. Maximálních otáček je využíváno pouze při proplachu potrubní trasy čistou vodou. Ta ale neobsahuje žádný abrazní materiál, a tudíž nedochází k opotřebovávání oběžného kola. Obrázek 9 je jasným důkazem vydírání oběžného kola škvárou. Toto oběžné kolo bylo v provozu pouze 1200 provozních hodin a za tuto dobu došlo k jeho totálnímu zničení (obroušení).

Ad 4)

Z grafu přílohy 1 a 2 lze zřetelně vyčíst, že při vyšších otáčkách rotoru čerpadel je dosahováno lepší účinnosti. Je to dáno samotnou konstrukcí oběžného kola.

Čerpadlo 2-2 pracuje s účinností 58% při provozních otáčkách 1650 za minutu, kdežto čerpadlo 2-1 pracuje s účinností 63%, jak je zakresleno v grafu přílohy č. 2 červenými body.

Čerpadla 1-1 a 1-2 dosahují při svých maximálních otáčkách 960 za minutu účinnost 71%, při minimálních otáčkách 550 za minutu má čerpadlo, po protažení křivky naznačené od výrobce, účinnost přibližně 58%. Vyznačeno červeně.

Ad 5)

Pokud vezmeme v potaz provoz z hlediska energetické náročnosti, pak nedílnou součástí každého provozu jakéhokoli zařízení jsou ztráty. V tomto případě jsou to hlavně ztráty tlakové. Při transportu hydrosměsi na delších tratích mohou tyto ztráty být až celou polovinou celkově spotřebované energie, proto je třeba věnovat projektu potrubních tras dostatek pozornosti a tyto ztráty minimalizovat. V TPř jsou tři složiště: A-Sever, A-Jih a složiště B (viz výkres 1 volně vložené přílohy). Ke každému složišti vede jedno potrubí DN 150 a dvě potrubí DN 300.

Hydraulické ztráty jsou dvojího typu. Jedním z nich je ztráta třením po délce. Jak už bylo zmíněno v kapitole 3.3.2, tření probíhá jak na površích vnitřní stěny trubky, tak na površích molekul vody. Druhým ztrátovým činitelem jsou místní ztráty, tzn. změny směru toku hydrosměsi. Každá taková změna směru proudu vyvolá turbulence a ty vyvolají další třecí ztráty.

3.4.1 Tlakové ztráty v potrubích

Výpočet je proveden na základě výpočtové metody popsané v [8].

$$\Delta p_z = H_z \cdot \rho_{sm} \cdot g [Pa], \quad (3.11)$$

kde: Δp_z [Pa] ztrátový tlak,
 H_z [m] ztrátová výška.

Ztrátová výška je výsledek podílu ztrátové měrné energie a gravitačního zrychlení hydrosměsi

$$H_z = \frac{Y_z}{g} [m], \quad (3.12)$$

kde: Y_z [J/kg] ztrátová měrná energie,

$$Y_z = \left(\sum_{j=1}^n K_j + \sum_{(i)=(1)}^{(m)} K_{j(i)} \right) \cdot Q \cdot |Q| \left[\frac{J}{kg} \right], \quad (3.13)$$

kde: K_j [m^{-4}] ztrátová konstanta třením v úseku číslo „j“ o průřezu „ S_j “,
 $K_{j(i)}$ [m^{-4}] ztrátová konstanta místních ztrát druhu číslo „(i)“ o vztažném průměru „ S_j “,
 Q [m^3/s] objemový průtok.

Ztrátová konstanta třením:

$$K_j = \frac{\lambda_j \cdot L_j}{2 \cdot D_j \cdot S_j^2} = \frac{8}{\pi^2} \cdot \frac{\lambda_j \cdot L_j}{D_h^5} [m^{-4}], \quad (3.14)$$

Posouzení provozu bagrovacích čerpadel

kde: λ_j [-] koeficient tření úseku „j“,
 L_j [m] délka potrubí úseku „j“,
 D_h [m] hydraulický průměr potrubí.

Index (j) značí část úseku potrubní trasy. Jelikož po celé délce potrubí jsou zachovány konstantní okrajové podmínky, jako je vnitřní průměr, drsnost potrubí, kruhový profil a jiné, není nutné index (j) používat. V rámci rozlišení ztráty místní a ztráty délkové ponecháme tento index u ztrátové konstanty třením tak, jak je uvedeno v [8].

Výpočet součinitele tření „ λ “ je možno provést několika způsoby. Podle velikosti Reynoldsova čísla určíme druh proudění - laminární, nebo turbulentní:

$$Re = \frac{v_s \cdot D_h}{\nu_v} [-], \quad (3.15)$$

kde: Re [-] Reynoldsovo číslo,
 ν_v [m²/s] kinematická viskozita vody,
 v_s : [m/s] střední rychlost proudění hydrosměsi.

Laminární proudění nastává tehdy, jestli je Reynoldsovo číslo „ Re “ menší jak 2300, potom koeficient tření je počítán:

$$\lambda = \frac{64}{Re} [-]. \quad (3.16)$$

Turbulentní proudění nastává v případě, když Reynoldsovo číslo „ Re “ je větší jak 2300. Pokud nastane situace, že proudění je turbulentní, existují ještě 3 režimy tohoto proudění:

- 1. režim turbulentního proudění - tj. oblast hydraulicky hladkého potrubí [$\lambda=f(Re)$]
podle Konakova:

$$\lambda = \frac{1}{(1,8 \cdot \log Re - 1,5)^2}, \quad (3.17)$$

- 2. režim turbulentního proudění - tj. přechodová oblast [$\lambda=f(Re; k_r)$]
podle Al'tšula:

$$\lambda = \left[-1,8 \cdot \log \left(\frac{k_r}{10} + \frac{7}{Re} \right) \right]^{-2}, \quad (3.18)$$

- 3. režim turbulentního proudění - tj. oblast hydraulicky drsného potrubí [$\lambda=f(k_r)$]
podle Nikuradseho:

$$\lambda = \left[1,14 + 2 \cdot \log \left(\frac{1}{k_r} \right) \right]^{-2}, \quad (3.19)$$

Posouzení provozu bagrovacích čerpadel

Hodnotu „ k_r “ lze vypočítat dle vztahu (3.20) přičemž se jedná o relativní drsnost potrubí. Tato hodnota je důležitá z hlediska správného odečítání z grafu 3 při určování druhu režimu turbulentního proudění.

$$k_r = \frac{k}{D} [-], \quad (3.20)$$

kde: k_r [-] relativní drsnost potrubí,
 k [-] součinitel drsnosti potrubí.

potrubí	kvalita vnitřních stěn	k [mm]
ocelové	nové, vyčištěné a natřené	0,1
	částečně zrezavělé	0,35-0,4
	Zrezavělé (po delším provozu)	1,2-3
	průmyslové potrubí průměr menší než 6m	0,5

Tabulka 5: Absolutní drsnosti potrubí různé kvality [8]

Volba součinitele drsnosti potrubí není snadná. V průběhu provozu se kvalita vnitřního povrchu potrubí razantně mění, a to dle tabulky 5 až o jeden řád. Pro další výpočty volím hodnotu drsnosti potrubí $k=0,5\text{mm}$.

Je také nutné dát si pozor při výpočtu Reynoldsova čísla. Ve vzorečku (3.15) je počítáno s kinematickou viskozitou čisté vody (tj. bez pevných částic). Jelikož hydrosměs obsahuje pevné částice, je nutné kinematickou viskozitu vody „ ν_v “, která odpovídá hodnotě $1,275 \cdot 10^{-6} [\text{m}^2/\text{s}]$ [8, strana 104], vynásobit číslem 1,12725 [6]. Potom vyplývá, že kinematická viskozita hydrosměsi „ ν_s “ je

$$\nu_s = \nu_v \cdot 1,12725 = 1,275 \cdot 10^{-6} \cdot 1,12725 = 1,428 \cdot 10^{-6} [\text{m}^2 / \text{s}]. \quad (3.21)$$

Ztrátová konstanta místních ztrát se počítá dle následujícího vztahu:

$$K_{j(i)} = \frac{\xi_i}{2 \cdot S_j^2} = \frac{8}{\pi^2} \cdot \frac{\xi_i}{D_h^4} [\text{m}^{-4}], \quad (3.22)$$

kde: ξ [-] ztrátový součinitel místních ztrát.

V hydraulických potrubních systémech přicházejí v úvahu následující místní ztráty:

- 1) ztráty ve vtokových a výtokových objektech,
- 2) ztráty změnou průřezu,
- 3) ztráty změnou směru,
- 4) ztráty v uzavěrech,
- 5) ztráty dělením nebo stékáním proudu.

Posouzení provozu bagrovacích čerpadel

V následujících výpočtech budu brát v úvahu pouze ztráty změnou směru a ztráty v uzavěrech. Ztráty změnou průřezu, ztráty dělením nebo stékáním proudů se nemohou vyskytnout, neboť konstrukce potrubních tras je taková, že tyto ztráty nedovolí. Ztráty ve vtokových a výtokových objektech také neberu úvahu, neboť:

„Pro zjištění ztrát ve vtokových a výtokových objektech se provádí **experimentální výzkum** na hydraulických či aerodynamických modelech. Celkový součinitel ztráty vtoku (výtoku) „ ζ “ zahrnuje i dílčí ztráty náhlou (popř. pozvolnou) změnou průřezu, ztráty od drážek hradidel, ztráty třením, ztráty rozdělením vtoku středním pilířem apod. U přečerpávacích systémů je podchycen i vliv proudění při turbínovém nebo čerpadlovém režimu.“

Ztráty ve vtokových (výtokových) objektech v horní či dolní nádrži, zahrnují:

- vtok z nádrže do potrubí,
- výtok z potrubí do nádrže.

[citováno z 8, strana 110]

Z výše uvedeného vyplývá, že takovýto výzkum není možné v současných reálných podmínkách v teplárně provést.

a) Ztráty změnou směru

a) Ztrátový součinitel kruhového oblouku

$$\zeta = f_1(\delta) \cdot f_2\left(\frac{R}{d}\right) \cdot f_3\left(\frac{a}{b}\right), \quad (3.23)$$

kde: $f_1(\delta)$ je první opravný koeficient, závislý na úhlu odbočení „ δ “,
 $f_2(R/d)$ je druhý opravný koeficient, závislý na křivosti oblouku „ R/d “, kde „ R “ je poloměr oblouku potrubí a „ d “ je průměr potrubí,
 $f_3(a/b)$ je třetí opravný koeficient pro nekruhové profily, pro kruhový profil „ $f_3=1$ “.

Na celé délce všech potrubních tras je kruhový průřez, proto je jasné, že funkce „ $f_3(a/b)$ “ bude vždy rovna jedné.

$\delta(^{\circ})$	20	30	45	60	75	90	110	130	150	180
$f_1(\delta)$	0,31	0,45	0,6	0,78	0,9	1	1,13	1,2	1,28	1,4

R/d	0,5	0,6	0,7	0,8	1	1,5	2	4	6	8
$f_2(R/d)$	1,18	0,77	0,51	0,37	0,21	0,17	0,15	0,11	0,09	0,07

a/b	0,25	0,5	0,75	1	1,5	2	3	4	6	8
$f_3(a/b)$	1,3	1,17	1,09	1	0,9	0,85	0,85	0,9	0,98	1

Tabulka 6: Opravné koeficienty kruhových oblouků [8]

Posouzení provozu bagrovacích čerpadel

b) Ztráty v uzávěrech

stavidlový uzávěr	$\xi = 0,35 \text{ až } 0,75$
klapkový uzávěr s plnou čočkou	$\xi = 0,15 \text{ až } 0,35$
klapkový uzávěr s protékanou čočkou	$\xi = 0,11$
kulový uzávěr	$\xi = 0,08$

Tabulka 7: Ztrátový součinitel bezpečnostních uzávěrů (100% otevření) [8]

3.5 Výpočet tlakových ztrát

Na potrubních trasách v TPř je hned několik místních ztrát. Jsou zde stavidlové a klapkové uzávěry, a také je zde spousta tvarových kolen s různým úhlem zakřivení a samozřejmě také vypouštěcích otvorů, pro případ dlouhé odstávky tratě (cca půl roku), kdy se potrubí vypouští. Neméně důležitou roli v celkových hydraulických ztrátách hraje také samotná délka potrubí. V textové části této diplomové práce uvedu podrobný výpočet pro čerpadla 1-1 a 2-1, které čerpají hydrosměs na složiště A-Jih. Délka potrubí na toto složiště je $L=460,5$ metrů. Zbylé možné 4 výpočty pro složiště A-Sever a složiště B jsou vypočteny v souboru s názvem „Hydraulické ztráty.xls“ v příloženém CD.

3.5.1 Ztráty potrubí DN 300 složiště A-Jih

Výpočet místní ztráty

Pro čerpadla 1-1 a 1-2 jsou místní ztráty zobrazeny v tabulce 8 právě pro potrubí průměru 300 milimetrů. Na této trati jsou dva druhy kolen s úhlem 90° , „krátké“ a „dlouhé“, obě s různým poloměrem zakřivení „R“, dále kolena T-tvaru, kolena s úhlem odbočení 60° a 45° . Součástí potrubní trasy je také zpětná klapka, dilatační pryžový mezikus a také výpustňové otvory.

První „90°-dlouhé“ koleno má poloměr zaoblení $R=500$ mm, potom výpočet prvního řádku v tabulce 8 bude:

$$f_1(\delta) = f_1(90^\circ) = 1[-], \quad (3.24)$$

$$f_2\left(\frac{R}{d}\right) = f_2\left(\frac{500}{300}\right) = f_2(1,6) = 0,17[-], \quad (3.25)$$

Po dosazení těchto dvou rovnic (3.24 a 3.25) do rovnice (3.23) dostanu místní ztrátový součinitel pro dlouhé koleno dle tabulky 8.

$$\zeta = f_1(\delta) \cdot f_2\left(\frac{R}{d}\right) \cdot f_3\left(\frac{a}{b}\right) = 1 \cdot 0,17 \cdot 1 = 0,17[-]. \quad (3.26)$$

V dalším kroku výpočtu jsem potřeboval znát místní ztrátovou konstantu „ $K_{j(i)}$ “ počítanou podle vzorce (3.22). Tedy pro dopočet prvního řádku v tabulce 8:

Posouzení provozu bagrovacích čerpadel

$$K_{j(i)} = \frac{\zeta_i}{2 \cdot S^2} = \frac{8}{\pi^2} \cdot \frac{\zeta_i}{D^4} = \frac{8}{\pi^2} \cdot \frac{0,17}{0,3^4} = 17,01 [m^{-4}]. \quad (3.27)$$

Toto je ztrátová konstanta pro jedno 90° „dlouhé“ koleno. Výsledek rovnice (3.27) je nutno sečíst šestkrát, jelikož se toto koleno na trase vyskytuje právě 6x. Pak tedy:

$$\sum_{k=1}^6 K_{j(i)} = \sum_{k=1}^6 k \cdot \frac{\zeta_i}{2 \cdot S_j^2} = \sum_{k=1}^6 k \cdot \frac{8}{\pi^2} \cdot \frac{\zeta_i}{D^4} = \sum_{k=1}^6 k \cdot \frac{8}{\pi^2} \cdot \frac{0,17}{0,3^4} = 102,07 [m^{-4}]. \quad (3.28)$$

Pozice (i)	druh ztráty	ζ	Četnost (k)	$K_{j(i)}$	$\Sigma K_{j(i)}$
		[-]		[m ⁻⁴]	[m ⁻⁴]
1	90°-dlouhé	0,17	6	17,01195	102,0717
2	90°-krátké	0,77	7	77,05413	539,3789
3	T-kus	1,18	4	118,083	472,3318
4	zpětná klapka	0,35	1	35,02461	35,02461
5	stavidlový uzávěr	0,75	2	75,05273	150,1055
6	koleno 60°	0,6006	3	60,10223	180,3067
7	koleno 45°	0,462	1	46,23248	46,23248
8	výpust'	0,75	4	75,05273	300,2109
9	dilatační kroužek	0,75	1	75,05273	75,05273

Tabulka 8: Místní ztráty pro trať A-Jih DN300

Obdobným způsobem vypočítám řádky 2, 3, 6 a 7. Výpočty ztrátových konstant pro řádky 4 a 5 jsou totožné, odpadá zde však výpočet ztrátových součinitelů. Ty lze odečíst z tabulky 7. Ztrátové součinitele tření pro řádek 8 a 9 odhaduji na základě podobnosti typu místní ztráty. Jedná se vždy o přímý úsek potrubí s jakousi nerovností (drážka vodítka u stavidlového uzávěru, či kruhová nerovnost v potrubí u výpusti, nebo obvodová nerovnost u pryžového dilatačního kroužku). Pro upřesnění ještě uvádím výpočet součinitele tření pro další tvarová kolena.

Druhé „90°-krátké“ koleno má poloměr zaoblení R=180mm, potom:

$$f_1(\delta) = f_1(90^\circ) = 1[-], \quad (3.29)$$

$$f_2\left(\frac{R}{d}\right) = f_2\left(\frac{180}{300}\right) = f_2(0,6) = 0,77[-], \quad (3.30)$$

$$\zeta = f_1(\delta) \cdot f_2\left(\frac{R}{d}\right) \cdot f_3\left(\frac{a}{b}\right) = 1 \cdot 0,77 \cdot 1 = 0,77[-]. \quad (3.31)$$

Posouzení provozu bagrovacích čerpadel

Koleno T-tvaru:

$$f_1(\delta) = f_1(90^\circ) = 1[-], \quad (3.32)$$

$$f_2\left(\frac{R}{d}\right) = f_2\left(\frac{150}{300}\right) = f_2(0,5) = 1,18[-], \quad (3.33)$$

$$\zeta = f_1(\delta) \cdot f_2\left(\frac{R}{d}\right) \cdot f_3 \cdot \left(\frac{a}{b}\right) = 1 \cdot 1,18 \cdot 1 = 1,18[-]. \quad (3.34)$$

Místní ztráty pro koleno s úhlem ohybu 60°:

$$f_1(\delta) = f_1(60^\circ) = 0,78[-], \quad (3.35)$$

$$f_2\left(\frac{R}{d}\right) = f_2\left(\frac{180}{300}\right) = f_2(0,6) = 0,77[-], \quad (3.36)$$

$$\zeta = f_1(\delta) \cdot f_2\left(\frac{R}{d}\right) \cdot f_3 \cdot \left(\frac{a}{b}\right) = 0,78 \cdot 0,77 \cdot 1 = 0,6006[-]. \quad (3.37)$$

A poslední výpočet místní ztráty pro koleno s 45° úhlem ohybu:

$$f_1(\delta) = f_1(45^\circ) = 0,6[-], \quad (3.38)$$

$$f_2\left(\frac{R}{d}\right) = f_2\left(\frac{180}{300}\right) = f_2(0,6) = 0,77[-], \quad (3.39)$$

$$\zeta = f_1(\delta) \cdot f_2\left(\frac{R}{d}\right) \cdot f_3 \cdot \left(\frac{a}{b}\right) = 0,6 \cdot 0,77 \cdot 1 = 0,462[-]. \quad (3.40)$$

Celková hodnota ztrátové místní konstanty je tedy:

$$\sum_{i=1}^{(m)} K_{j(i)} = 1900,7[m^{-4}]. \quad (3.41)$$

Výpočet délkové ztráty

Ze vzorečku (3.14) vyplývá, že koeficient délkové ztráty „ K_j “ je funkcí jak délky potrubí „ L “, tak také hydraulického průměru „ D_h “ a součinitele tření „ λ “. Podle velikosti Reynoldsova čísla určíme druh proudění, jestli je laminární, nebo turbulentní:

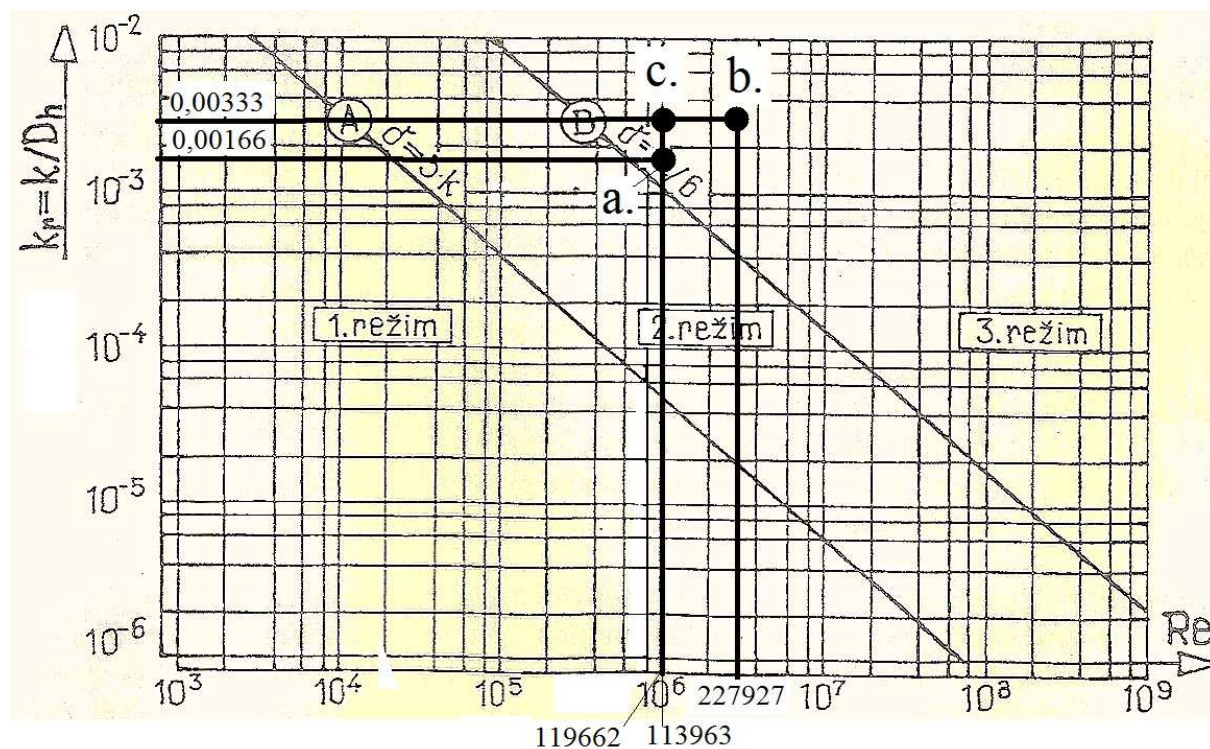
Posouzení provozu bagrovacích čerpadel

$$Re = \frac{v_s \cdot D_h}{\nu_s} = \frac{0,647 \cdot 0,3}{1,622 \times 10^{-6}} = 119662 [-]. \quad (3.42)$$

Střední rychlost proudění „ v_s “ jsem uvažoval jako hodnotu $v_s=0,647$ m/s pro běžný provozní stav BČ 1-1, kdy se používá cca 150 t/h splavovací vody. Relativní drsnost potrubí je rovna:

$$k_r = \frac{k}{D} = \frac{0,5}{300} = 0,00166 = 1,6 \times 10^{-3} [-]. \quad (3.43)$$

Pro výpočet součinitele tření jsem zvolil výpočtovou metodu dle Nikuradseho na základě porovnání výsledků výpočtu Reynoldsova čísla a relativní drsnosti potrubí v grafu 3 [8] bod „a.“.



Graf 3: Kriterijní diagram ($k_r = f(Re)$) pro určení režimu proudění [8]

Vyznačené body v předchozím grafu jsou:

- a. čerpadlo 1-1,
- b. čerpadlo 2-2,
- c. čerpadlo 2-1.

$$\lambda = \left[1,14 + 2 \cdot \log \left(\frac{1}{k_r} \right) \right]^{-2} = \left[1,14 + 2 \cdot \log \left(\frac{1}{0,00166} \right) \right]^{-2} = 0,022 [-]. \quad (3.44)$$

Posouzení provozu bagrovacích čerpadel

Pokud dosadím výsledek rovnice (3.44) do rovnice (3.14) dostanu, výslednou celkovou ztrátovou konstantu třením po délce potrubí.

$$K_j = \frac{\lambda \cdot L}{2 \cdot D_h \cdot S_j^2} = \frac{8}{\pi^2} \cdot \frac{\lambda \cdot L}{D_h^5} = \frac{8}{\pi^2} \cdot \frac{0,022 \cdot 460,5}{0,3^5} = 3425,6 [m^{-4}]. \quad (3.45)$$

Nyní lze vypočítat celkovou měrnou ztrátovou energii „ Y_z “, a to dosazením rovnic (3.41) a (3.45) do rovnice (3.13):

$$Y_z = \left(\sum_{j=1}^n K_j + \sum_{(i)=(1)}^{(m)} K_{j(i)} \right) \cdot Q \cdot |Q| = (3425,6 + 1900,7) \cdot 0,04^2 = 8,5 \left[\frac{J}{kg} \right], \quad (3.46)$$

A konečně tlakovou ztrátu za použití rovnice (3.12) s malou matematickou úpravou dosadím do rovnice (3.11):

$$\Delta p_z = H_z \cdot \rho_s \cdot g = Y_z \cdot \rho_s = 8,5 \cdot 1090,6 = 9289 [Pa] \quad (3.47)$$

3.5.2 Ztráty potrubí DN 150 složiště „A-Jih“

Výpočet místní ztráty

Postup výpočtu je obdobný jako v kapitole 3.5.1. Zde, jak už bylo dříve zmíněno, lze uvažovat pouze dva provozní stavy, pro BČ 2-1, čerpané hmotnostní množství 156 t/h, a pro BČ 2-2, čerpané hmotnostní množství 78 t/h. Pro rozlišení budu používat indexy 2-1 a 2-2. Na této trase je pouze 7 druhů místních ztrát. Jsou to kolena o úhlu odbočení proudu o 90° a 60°, také zde je několik kusů T-kolen a samozřejmě zpětná klapka s výpustěmi, dilatačním kroužkem a stavidlovými uzavěři. Vše je zaznačeno v tabulce 9. První místní ztráta pro úhel odbočení 90° vychází z již známého vztahu (3.23), je zde ale jiný poměr poloměru zakřivení ku průměru potrubí.

„90°-krátké“ koleno má poloměr zaoblení $R=150\text{mm}$, potom:

$$f_1(\delta) = f_1(90^\circ) = 1[-], \quad (3.48)$$

$$f_2\left(\frac{R}{d}\right) = f_2\left(\frac{150}{150}\right) = f_2(1) = 0,21[-], \quad (3.49)$$

Dosazením těchto rovnic (3.48) a (3.49) do rovnice (3.23) vypočítám součinitele místní ztráty pro úhel odbočení 90° pro potrubí DN 150.

$$\zeta = f_1(\delta) \cdot f_2\left(\frac{R}{d}\right) \cdot f_3\left(\frac{a}{b}\right) = 1 \cdot 0,21 \cdot 1 = 0,21. \quad (3.50)$$

Posouzení provozu bagrovacích čerpadel

V dalším kroku výpočtu vypočítám místní ztrátovou konstantu „ $K_{j(i)}$ “ počítanou podle vzorce (3.22). Tedy pro dopočet prvního řádku v tabulky 9:

$$K_{j(i)} = \frac{\zeta_i}{2 \cdot S^2} = \frac{8}{\pi^2} \cdot \frac{\zeta_i}{D^4} = \frac{8}{\pi^2} \cdot \frac{0,21}{0,15^4} = 336,24 [m^{-4}]. \quad (3.51)$$

A tak jako v předchozí kapitole je nutné výsledek rovnice (3.51) vynásobit nebo sečíst 17x, kvůli 17 násobnému výskytu této singularity na potrubní trase. Potom tedy:

$$\sum_{k=1}^{17} K_{j(i)} = \sum_{k=1}^{17} k \cdot \frac{\zeta_i}{2 \cdot S_j^2} = \sum_{k=1}^{17} k \cdot \frac{8}{\pi^2} \cdot \frac{\zeta_i}{D^4} = \sum_{k=1}^{17} k \cdot \frac{8}{\pi^2} \cdot \frac{0,21}{0,15^4} = 5716 [m^{-4}]. \quad (3.52)$$

Pozice (i)	druh ztráty	ζ	Četnost (k)	$K_{j(i)}$	$\Sigma K_{j(i)}$
		[-]		$[m^{-4}]$	$[m^{-4}]$
1.	90°-krátké	0,21	17	336,2362	5716,01581
2	T-kus	1,18	2	1889,327	3778,65471
3	zpětná klapka	0,35	1	560,3937	560,393707
4	stavidlový uzávěr	0,75	3	1200,844	3602,53097
5	koleno 60°	0,1638	7	262,2643	1835,84978
6	výpust'	0,75	4	1200,844	4803,37463
7	dilatační kroužek	0,75	1	1200,844	1200,84366

Tabulka 9: Místní ztráty pro trať A-Jih DN 150

Opět pro informaci uvádím výpočty pro výpočet ztrátového součinitele kolena T-tvaru a kolena s 60° úhlem ohybu.

Koleno T-tvaru:

$$f_1(\delta) = f_1(90^\circ) = 1[-], \quad (3.53)$$

$$f_2\left(\frac{R}{d}\right) = f_2\left(\frac{75}{150}\right) = f_2(0,5) = 1,18[-], \quad (3.54)$$

$$\zeta = f_1(\delta) \cdot f_2\left(\frac{R}{d}\right) \cdot f_3\left(\frac{a}{b}\right) = 1 \cdot 1,18 \cdot 1 = 1,18[-]. \quad (3.55)$$

Místní ztráty pro koleno s úhlem ohybu 60°:

$$f_1(\delta) = f_1(60^\circ) = 0,78[-], \quad (3.56)$$

$$f_2\left(\frac{R}{d}\right) = f_2\left(\frac{150}{150}\right) = f_2(1) = 0,21[-], \quad (3.57)$$

Posouzení provozu bagrovacích čerpadel

$$\zeta = f_1(\delta) \cdot f_2\left(\frac{R}{d}\right) \cdot f_3 \cdot \left(\frac{a}{b}\right) = 0,78 \cdot 0,21 \cdot 1 = 0,1638[-]. \quad (3.58)$$

Celková hodnota ztrátové místní konstanty je tedy:

$$\sum_{i=1}^{(m)} K_{j(i)} = 21497,6[m^{-4}]. \quad (3.59)$$

Výpočet délkové ztráty

$$Re_{2-1} = \frac{v_s \cdot D_h}{\nu_s} = \frac{2,47 \cdot 0,15}{1,622 \cdot 10^{-6}} = 227927,6[-], \quad (3.60)$$

$$Re_{2-2} = \frac{v_s \cdot D_h}{\nu_s} = \frac{1,23 \cdot 0,15}{1,622 \cdot 10^{-6}} = 113963,8[-], \quad (3.61)$$

$$k_r = \frac{k}{D} = \frac{0,5}{150} = 0,0033 = 3,3 \cdot 10^{-3}[-]. \quad (3.62)$$

Porovnáním těchto dvou hodnot v grafu 3 docházím k závěru, že i v tomto případě je vhodné použít výpočet součinitele tření dle Nikuradseho pro oba dva provozní stavy BČ 2-1 bod „b.“ v grafu 3 a bod „c.“ pro BČ 2-2 v grafu 3. Potom:

$$\lambda = \left[1,14 + 2 \cdot \log\left(\frac{1}{k_r}\right) \right]^{-2} = \left[1,14 + 2 \cdot \log\left(\frac{1}{0,0033}\right) \right]^{-2} = 0,0269[-]. \quad (3.63)$$

Pokud dosadím výsledek rovnice (3.63) do rovnice (3.14) dostanu výslednou celkovou ztrátovou konstantu třením po délce potrubí.

$$K_j = \frac{\lambda \cdot L}{2 \cdot D_h \cdot S_j^2} = \frac{8}{\pi^2} \cdot \frac{\lambda \cdot L}{D_h^5} = \frac{8}{\pi^2} \cdot \frac{0,0269 \cdot 460,5}{0,15^5} = 132350,1[m^{-4}]. \quad (3.64)$$

Celková měrná ztrátová energie „Y_z“ vychází po dosazení rovnic (3.59) a (3.64) do rovnice (3.13):

$$\begin{aligned} Y_{z2-1} &= \left(\sum_{j=1}^n K_j + \sum_{(i)=1}^{(m)} K_{j(i)} \right) \cdot Q \cdot |Q| = (132350,1 + 21497,6) \cdot 0,04^2 = \\ &= 246,15 \left[\frac{J}{kg} \right] \end{aligned} \quad (3.65)$$

Posouzení provozu bagrovacích čerpadel

$$Y_{z2-2} = \left(\sum_{j=1}^n K_j + \sum_{(i)=(1)}^{(m)} K_{j(i)} \right) \cdot Q \cdot |Q| = (132350,1 + 21497,6) \cdot 0,02^2 =$$

$$= 61,53 \left[\frac{J}{kg} \right] \quad (3.66)$$

A konečně tlakovou ztrátu pak za použití rovnice (3.12) s malou matematickou úpravou dosadím do rovnice (3.11):

$$\Delta p_{z2-1} = H_{z2-1} \cdot \rho_s \cdot g = Y_{z2-1} \cdot \rho_s = 246,15 \cdot 1090,6 = 268303 [Pa], \quad (3.67)$$

$$\Delta p_{z2-2} = H_{z2-2} \cdot \rho_s \cdot g = Y_{z2-2} \cdot \rho_s = 61,54 \cdot 1090,6 = 67078 [Pa]. \quad (3.68)$$

3.6 Celkový tlak v potrubí DN 300

Celkový tlak je stanoven jako součet tlaku ztrátového a tlaku geografického. Tlak geografický je tlak vodního sloupce vyvolaný výškovým rozdílem hladiny v sací a ve výtláčné nádrži.

$$p_c = \Delta p_z + p_g [Pa], \quad (3.69)$$

kde: H_g [m] výškové převýšení čerpané hydrosměsi,
 p_g [Pa] gravitační tlak.

$$p_g = (H_g \cdot \rho_s \cdot g) [Pa], \quad (3.70)$$

$$H_g = z_1 - z_2 [m], \quad (3.71)$$

kde: z_1 [m. n. m.] nadmořská výška výpusti na složiště A,
 z_2 [m. n. m.] nadmořská výška hladiny v bagrovací jímce.

3.6.1 Celkový tlak v potrubí DN 300

Nadmořská výška v bagrovací jímce je pohyblivá, mění se v rozmezí $\Delta h = 1,5$ m, kdy čidla zapínají a vypínají BČ. Minimální výška hladiny v bagrovací jímce je 1 m nad osou oběžného kola všech čerpadel, když pak k této minimální výšce přičtu polovinu Δh získám střední hladinu v bagrovací jímce (spodní nádrž). Tedy nadmořská výška os čerpadel je $z_c = 199$ m. n. m. Nadmořská výška výpusti na složišti A je $z_1 = 208,5$ m. n. m. Na složišti B je nadmořská výška výpusti $z_1 = 210$ m. n. m.

$$z_2 = z_c + 1 + \frac{1}{2} \Delta h = 199 + 1 + \frac{1}{2} 1,5 = 200,75 [m.n.m], \quad (3.72)$$

Posouzení provozu bagrovacích čerpadel

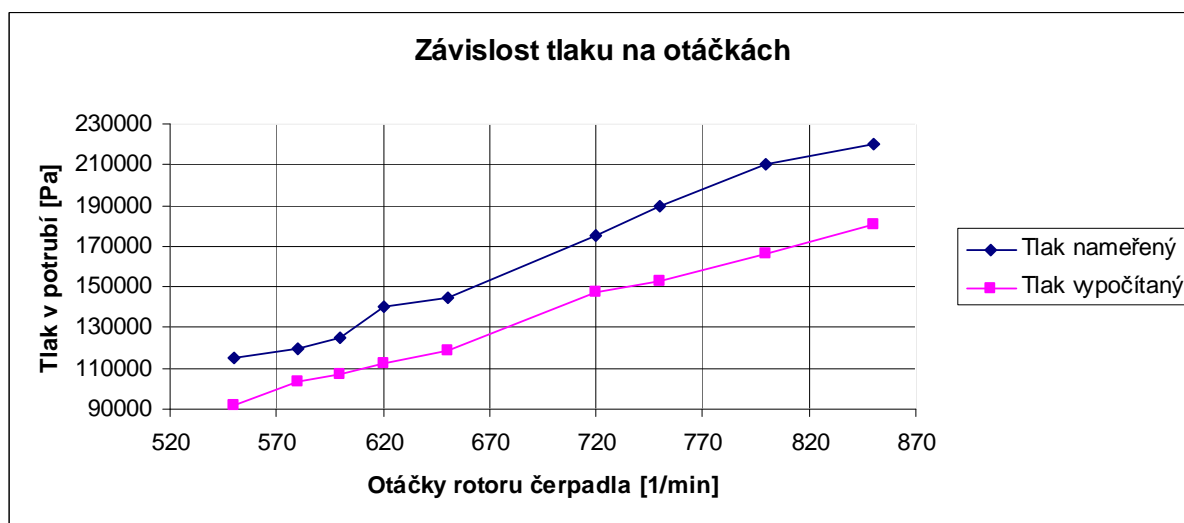
Dosazením těchto hodnot do vzorce (3.69) s malou matematickou úpravou mohu psát celkový tlak pro BČ 1-1 na trase A-Jih:

$$p_{c1-1} = \Delta p_{z1-1} + [(z_1 - z_2) \cdot \rho_s \cdot g] = 9289 + [(208,5 - 200,75) \cdot 1090 \cdot 9,81] = 92159 [\text{Pa}] \quad (3.73)$$

Toto je teoreticky vypočítaný celkový tlak, který musí čerpadlo vytvořit, aby bylo možno čerpat hydrosměs na složiště A-Jih. Skutečný tlak za čerpadlem byl však naměřen 115000 Pa. V následující tabulce uvádím naměřené hodnoty tlaku pro různé otáčky. Tlak jsem měřil manometrem s měřicím rozsahem 600 kPa, což je hodnota maximálního výtláčného tlaku čerpadla. Ručička manometru se při měření chvěla, a proto bylo obtížné stanovit přesnou hodnotu měřeného tlaku. Požádal jsem o manometr, který má ručičku ponořenou v olejové lázni, což velkou měrou kmitání utlumí, i přes toto opatření se ručička kmitala, a proto chyba v měření může být až okolo 5000 Pa.

n	[1/min]	550	580	600	620	650	720	750	800	850
$p_{\text{měřený}}$	[Pa]	115000	120000	125000	140000	145000	175000	190000	210000	220000
$p_{\text{vypočítaný}}$	[Pa]	92159	103100	107500	112000	119000	147000	153200	166600	181000

Tabulka 10: Tabulka závislosti tlaku na otáčkách pro BČ 1-1 (A-Jih)



Graf 4: Závislost tlaku měřeného a vypočítaného na otáčkách BČ 1-1

Příčiny tlakového rozdílu budou diskutovány v následující kapitole 3.6.2

3.6.2 Celkový tlak v potrubí DN 150

V předchozí kapitole jsem vypočítal celkový tlak pro BČ 1-1, v této kapitole to bude pro BČ 2-1 a 2-2, výpočty rozlišuji indexováním „2-1“ a „2-2“.

Posouzení provozu bagrovacích čerpadel

$$p_{c2-1} = \Delta p_{z2-1} + [(z_1 - z_2) \cdot \rho_s \cdot g] =$$

$$268310 + [(208,5 - 200,75) \cdot 1090 \cdot 9,81] = 345800 [\text{Pa}] \quad (3.74)$$

$$p_{c2-2} = \Delta p_{z2-2} + [(z_1 - z_2) \cdot \rho_s \cdot g] =$$

$$= 67077,6 + [(208,5 - 200,75) \cdot 1090 \cdot 9,81] = 144600 [\text{Pa}] \quad (3.75)$$

Potvrdit správnost výpočtu jsem mohl pouze pro BČ 2-1, druhé čerpadlo není osazeno tlakoměrem. Reálný naměřený celkový tlak je $p_r = 600000 \text{ Pa}$. Tedy celkový teoretický tlak je o 255 kPa menší, než byl skutečně naměřený. Příčin tohoto tlakového rozdílu může být hned několik.

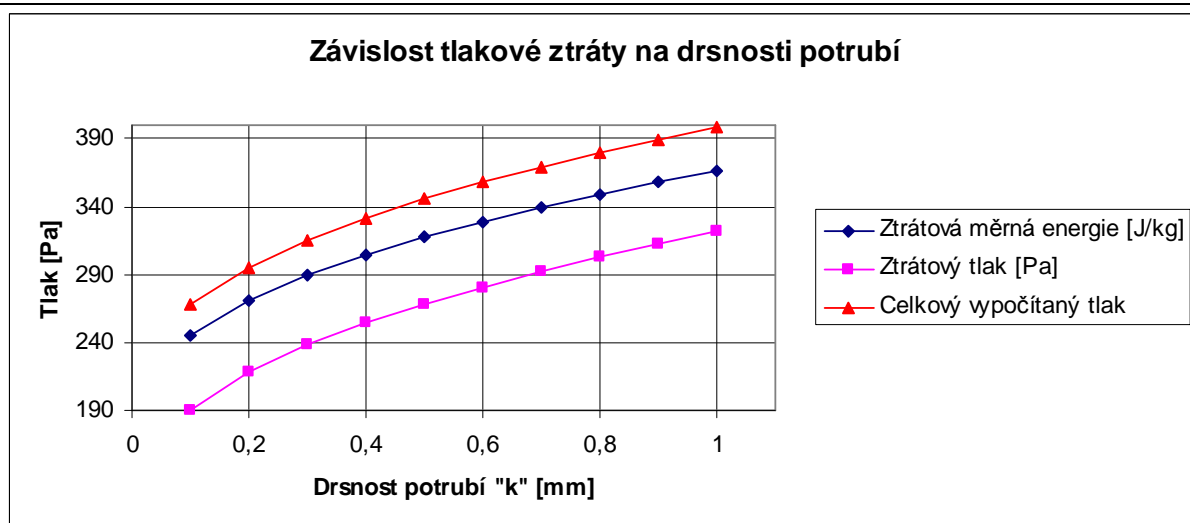
a) Špatně stanovená hodnota drsnosti potrubí „k“

Tato drsnost se může v průběhu provozu zařízení značně měnit, a to až o jeden řád. V tomto případě jsem pro ocelová potrubí s drsným povrchem zvolil hodnotu drsnosti „k“ 0,5 mm na základě porovnání hodnot z tabulky 5. Z ní také vyplývá, že pro ocelová hladká potrubí je $k=0,1-3 \text{ mm}$. Pro ukázkou jsem postupně měnil hodnoty „k“, výsledky změn ztrátové měrné energie, ztrátového tlaku a tlaku celkového jsem zaznamenal do tabulky 11 a vykreslil do grafu 4, výpočty jsem prováděl na trati A-Jih pro BČ 2-2. Z toho lze vyčíst, že změnou drsnosti potrubí dochází pouze k pozvolné lineární změně ztrátového a celkového tlaku. Lze ale předpokládat, že v průběhu provozu čerpací trati bude docházet k vyhlazování (leštění) vnitřního povrchu trubky, opět vlivem abraze. Jak je ale patrné z obrázku 10, můžou se v potrubí vytvářet jakési nálepy. Ostré nerovnosti na zlomech těchto nálepů jsou pak činitelem zvyšování hodnoty drsnosti potrubí. Lze také pozorovat, že k vyhlazování potrubí dochází pouze na spodní straně potrubí, kde se projevuje už značný úbytek materiálu pozorovatelný na obrázku 8. K opačnému jevu, než je vyhlazování potrubí, dochází ve střední a horní vrstvě potrubí, což zase přispívá k tomu, že hodnota „k“ bude narůstat. Z uvedeného tedy vyplývá, že správná volba „k“ není snadná.

k	Y_z	Δp_z	p_c
[mm]	[J/kg]	[kPa]	[kPa]
0,1	245,6	190,2	267,7
0,2	271,2	218,1	295,6
0,3	289,5	238	315,5
0,4	304,4	254,3	331,8
0,5	317,3	268,3	345,8
0,6	328,7	280,8	358,3
0,7	339,1	292,1	369,6
0,8	348,8	302,6	380,1
0,9	357,7	312,5	389,9
1	366,3	321,7	399,2

Tabulka 11: Změny ztrátových veličin v závislosti na drsnosti potrubí DN 150

Posouzení provozu bagrovacích čerpadel



Graf 5: Graf změny ztrátových veličin v závislosti na drsnosti potrubí pro DN 150



Obrázek 10: Nánosy škváry a popílků v DN 300 (složistiště A-Sever)

Posouzení provozu bagrovacích čerpadel

b) Špatně stanovený součinitel místních ztrát ζ .

Ve výpočtu součinitele místních ztrát pro různá zakřivení nelze udělat chybu, lze však udělat chybu v odečtu součinitele místních ztrát pro uzavěry či zpětné klapky. V tabulce 7 jsou uváděny hodnoty s jistou tolerancí. Pro výpočet jsem volil vždy tu maximálně možnou. Lze tedy usoudit, že při zvolení součinitele s menší hodnotou, klesne i vypočtený ztrátový tlak, což v tomto případě ještě více zvyšuje rozdíl mezi vypočteným celkovým tlakem a tlakem naměřeným.

c) Ve výpočtu se zanedbává proudění ve vertikálním směru.

V případě, že hydrosměs proudí ve vertikálním směru, působí na částice škváry gravitační síla, tímto je rychlost pevných částic v_p menší o sedimentační rychlost částic w_o než rychlost proudění. Pak se koncentrace c_v zvýší, což vede ke zvýšení rychlosti proudění vody vlivem menší průtočné plochy, která je zmenšená právě o plochu částic při zvýšené koncentraci. To s sebou nese další turbulence a ztráty. Stanovení tlakové ztráty vlivem sedimentace není jednoduché a v podstatě ještě není zcela jasný matematický výpočet. Existuje celá řada empirických vzorců které v sobě zahrnují různé druhy konstant. Většina má v sobě zahrnutou sedimentační rychlost. Pro zajímavost uvádím výpočet [6]:

$$w_o = \sqrt{\frac{4 \cdot d_{50} \cdot (\rho_{pl} - \rho_{vo}) \cdot g}{3 \cdot c_{xy} \cdot \rho_{vo}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,001 \cdot (1829 - 998) \cdot 9,81}{3 \cdot 0,44 \cdot 998}} = 0,157 [m/s]. \quad (3.76)$$

Tento vzoreček je pro stav turbulentního proudění v neomezeném prostoru. Pakliže vezmu v potaz vliv stěny trubky, bude výsledná sedimentační rychlost:

$$w^* = w_o \cdot \sqrt{\left(1 - \frac{d_{50}}{D}\right)} = 0,158 \cdot \sqrt{\left(1 - \frac{0,001}{0,15}\right)} = 0,155 [m/s], \quad (3.77)$$

kde: w_o [m/s] sedimentační rychlost v nekonečném prostředí,
 c_{xy} [-] odporový součinitel sedimentační rychlost [6],
 w^* [m/s] sedimentační rychlost v omezeném prostředí.

d) Částečně ucpané potrubí.

Tato možnost se jeví v celkovém důsledku jako nejpravděpodobnější z hlediska porovnání celkového tlaku. V tabulce 12 je uvedena tlaková změna při změně výpočtového průměru pro drsnost potrubí $k=0,5$ mm (potrubí DN 150 složiště A-Jih).

Průměr potrubí	D	[mm]	150	148	145	142
Teoretický celkový tlak	$p_{teoretický}$	[Pa]	345833	364872	396577	432953
Skutečná tlaková ztráta	$p_{měřený}$	[Pa]	600000			

Tabulka 12: Porovnání tlakové ztráty na změně průměru potrubí

Posouzení provozu bagrovacích čerpadel

Lze vyvodit závěr, že potrubí může být přicpané (i na několika místech). Důkazem je nalepený popílek, nebo také viditelně sedimentovaná škvára, viz obrázek 10. V kapitole 3.8 uvádím příčiny, které pozmění dosavadní výsledky výpočtů na hodnoty blízké naměřeným, z důvodu špatných zdrojových dat o čerpadlech.

3.7 Čistá měrná energie, skutečný výkon čerpadla, skutečný výkon elektromotoru

3.7.1 Čistá měrná energie „Y“

Čistá měrná energie „Y“ [$\text{J/kg}=\text{m}^2/\text{s}^2$] vychází z Bernoulliovy rovnice:

$$Y = \Delta Y_p + \Delta Y_k + \Delta Y_g \pm Y_z, \quad (3.78)$$

kde: $\Delta Y_p = (p_1 - p_2) / \rho_s$ [J/kg] rozdíl tlakových měrných energií,
 $\Delta Y_g = g \cdot (z_2 - z_1)$ [J/kg] rozdíl geodetických měrných energií,
 $\Delta Y_k = (v_1^2 - v_2^2) / 2$ [J/kg] rozdíl kinetických měrných energií.

Tlakových rozdíl měrných energií vychází ze vztahu (3.79), přičemž jde o tlak na hladinových plochách ve vstupním „1“ a výstupním profilu „2“ daného potrubního systému. Přičemž v tomto případě jde o tlak na hladině v bagrovací jímce (vstup, spodní nádrž) a o tlak na hladině na složišti (výstup, horní nádrž), obě jsou spojeny s atmosférou, proto $p_1=p_2=p_{\text{at}}$, a tedy celkový rozdíl tlakových měrných energií vychází roven nule.

$$\Delta Y_p = \frac{(p_1 - p_2)}{\rho_s} [\text{J/kg}]. \quad (3.79)$$

Rozdíl geodetických měrných energií vychází ze vztahu (3.80):

$$\Delta Y_g = g \cdot (z_2 - z_1) [\text{J/kg}]. \quad (3.80)$$

Rozdíl kinetických energií se počítá podle vzorce (3.81), kde rychlost v_1 je rychlost poklesu hladiny v bagrovací jímce (vstup, spodní nádrž) a v_2 je rychlost vzestupu hladiny na složišti (výstup, horní nádrž). Rychlost v_2 lze považovat za nulovou, neboť to, co na složiště přiteče, se částečně odpaří nebo částečně vsákne do půdy a zbytek okamžitě odtéká přes přepad na stavidle do Bečvy. Rychlost poklesu hladiny v bagrovací jímce je řádově v jednotkách milimetrů za sekundu. Pokud tuto rychlost umocním a podělím dvěma, vyjde zanedbatelně malý rozdíl kinetických měrných energií vůči například ztrátové měrné energii

$$\Delta Y_k = \frac{(v_1^2 - v_2^2)}{2} [\text{J/kg}]. \quad (3.81)$$

3.7.2 Skutečný výkon čerpadla

Teoreticky potřebný výkon čerpadla, které čerpá kapalinu „ P_t “, lze vypočítat tak, že čistou měrnou energii vynásobím hmotnostním průtokem.

$$P_t = \dot{m} \cdot Y [W], \quad (3.82)$$

kde: \dot{m} [kg/s] hmotnostní průtok,
 Y [J/kg] čistá měrná energie.

Toto je ale pouze výkon hřídele čerpadla, který v sobě zahrnuje pouze ztráty prouděním kapaliny. Samotné čerpadlo, oběžné kolo a spirální skříň, svou konstrukcí není a nebude schopno nikdy převést veškerou přivedenou elektrickou energii čerpané kapaliny. Ztráty vznikají při proudění v lopatkových kanálech a v difuzoru. Toto vše je zahrnuto v koeficientu účinnosti čerpadla „ η_c “. Tuto účinnost odečtu z grafu přílohy 1 nebo přílohy 2, dle druhu použitého čerpadla. Zmíněná účinnost je vždy menší jak 1 a její hodnotu stanovuje na základě výrobních testů výrobce. Pak tedy skutečný výkon čerpadla je

$$P_c = \frac{P_t}{\eta_c} = \frac{\dot{m} \cdot Y}{\eta_c} [W]. \quad (3.83)$$

3.7.3 Skutečný výkon elektromotoru

Nejprve uvádím zdánlivý výkon elektromotoru. Ten se počítá dle vztahu (3.84):

$$P_{zd} = \sqrt{3} \cdot U \cdot I \cdot \cos \varphi [W], \quad (3.84)$$

kde: U [V] jmenovité fázové napětí,
 I [A] měřený proud,
 $\cos \varphi$ [-] účinník.

Nelze mluvit o tom, že by elektromotor měl 100% účinnost, ten pracuje s různými ztrátami, které jsou zahrnuty v konstantě „ η_m “. Tato účinnost a stejně tak účinník jsou závislé na aktuálním zatížení elektromotoru. Výrobce tyto závislosti zveřejňuje v dokumentaci o výrobku. Tyto údaje jsou zobrazeny v tabulce naskenovaného obrázku přílohy 10. Pak tedy lze uvést, že výkon na hřídeli, respektive výkon motoru je

$$P_m = \sqrt{3} \cdot U \cdot I \cdot \cos \varphi \cdot \eta_m [W]. \quad (3.85)$$

Pro kontrolu správnosti měření a správnosti výpočtů se musí výkon motoru a výkon čerpadla sobě rovnat.

3.8 Skutečný výkon bagrovacích čerpadel pro potrubí DN 150

Výpočet čisté měrné energie pro čerpání hydrosměsi na složiště A-Jih pro potrubí DN 150 pro BČ 2-2 je následující a vypočítá se dosazením vzorců (3.79), (3.80), (3.81) a (3.66) do vzorce (3.78)

$$Y_{2-2} = \Delta Y_p + \Delta Y_k + \Delta Y_g \pm Y_z = 0 + 0 + \frac{z_2 - z_1}{g} + Y_z =$$
$$= \frac{208,5 - 200,75}{9,81} + 71,12 = 144,23 \left[\frac{J}{kg} \right], \quad (3.86)$$

potom tedy výkon čerpadla je:

$$P_{\epsilon 2-2} = \frac{P_{k 2-2}}{\eta_{\epsilon 2-2}} = \frac{m_{2-2} \cdot Y_{2-2}}{\eta_{\epsilon 2-2}} = \frac{21,8 \cdot 144,23}{0,58} = 5421[W], \quad (3.87)$$

a výkon motoru:

$$P_{m 2-2} = \sqrt{3} \cdot U \cdot I_{2-2} \cdot \cos \varphi \cdot \eta_{m 2-2} = \sqrt{3} \cdot 400 \cdot 40 \cdot 0,57 \cdot 0,89 = 12650[W]. \quad (3.88)$$

Výsledky rovnic (3.87) a (3.88) jsou velice znepokojivé. Nesouhlasí totiž teoretický vypočítaný výkon čerpadla se skutečným výkonem elektromotoru. Důvodů může být mnoho. Při pátrání po příčinách jsem narazil na různé nesrovnalosti. Nedařilo se mi totiž přijít na to, v čem je chyba. V určité fázi jsem pochyboval o údajích, které mi zaslal výrobce čerpadel a které jsou také zakotveny v MPP, ohledně parametrů čerpaného množství hydrosměsi, viz zakreslené body v grafu přílohy 1 a 2. Proto jsem provedl své vlastní měření a nově zjištěné informace ručně do tohoto grafu zakreslil.

Jelikož jsem ze studia stavebních záznamů nezjistil objem bagrovacích jímek, bylo nutné provést experiment. Ten jsem provedl následně:

1. vyčerpání bagrovací jímky na hladinu -2,5 metru,
2. zastavení čerpadel,
3. odečtení přítoku splavovací vody „M_{př}“ + měření doby naplnění „t_{př}“ na hladinu v bagrovací jímce - 1,3 metru.

Potom:

$$V_{bj} = \frac{M_{př}}{\rho_v \cdot 3600} \cdot t_{př} = \frac{80000}{998 \cdot 3600} \cdot 1450 = 32[m^3], \quad (3.89)$$

kde: V_{bj} [m³] objem bagrovací jímky,
 $M_{př}$ [kg/h] hmotnostní přítok splavovací vody,
 $t_{př}$ [s] čas plnění jímky.

Posouzení provozu bagrovacích čerpadel

Druhé měření bylo zaměřeno na přesné stanovení objemového průtoku BČ 2-2 na složiště A-Jih. Měření probíhalo:

1. zastavení čerpadla a naplnění jímky na hladinu – 1,3 metru,
2. spuštění BČ 2-2,
3. měření čerpacího času „ $t_{\check{c}}$ “ do hladiny – 2,5 metru + odečtení přítoku splavovací vody „ $M_{př}$ “,
4. odečtení měřeného ampérového zatížení elektromotoru.

Pro možnosti dalšího porovnávání jsem měřil dobu čerpání vždy od hladiny -1,3 m do hladiny -2,5 m. Výška hladiny je měřena a zobrazována na displeji ve velínu teplárny. Řídil jsem se podle těchto měřených hodnot. Úplně stejně jsem měřil i čerpadlo 2-1 a výsledky jsem zapsal do následující tabulky.

Čerpadlo	Otáčky	Doba čerpání	Splavovací voda	Proud	Hmotnostní přítok	Objemový přítok	Objem přítoku	Celkový objem	Čerpaný objem
	n	$t_{\check{c}er}$	M	I	$M_{př}$	Q_v	$V_{př}$	V_c	$Q_{\check{c}}$
	[1/min]	[s]	[t/h]	[A]	[kg/s]	[m ³ /s]	[m ³]	[m ³]	[l/s]
2-2	1650	2700	80	40	22,22	0,02	66,73	98,73	36,57
2-1	2550	990	80	106	22,22	0,02	24,47	56,47	57,04

Tabulka 13: Čerpací objem BČ 2-1 a 2-1

$$\text{Kde: } M_{př} = \frac{M}{t_{\check{c}er}} \left[\frac{kg}{s} \right], \quad (3.90)$$

$$Q_v = \frac{M_{př}}{\rho_{sm}} \left[\frac{m^3}{s} \right], \quad (3.91)$$

$$V_{př} = t_{\check{c}er} \cdot Q_v [m^3], \quad (3.92)$$

$$V_c = V_{př} + V_{bj} [m^3], \quad (3.93)$$

$$Q_{\check{c}} = \frac{V_c}{t_{\check{c}er}} \cdot 1000 \left[\frac{l}{s} \right]. \quad (3.94)$$

Na základě tohoto měření lze tedy zcela jasně říct, že výrobce poskytl nepravdivé informace a skutečné průtoky těmito čerpadly jsou téměř 1x vyšší než udal. Pokud tyto výsledné hodnoty dosadím do předešlých vzorců a výsledky přepočítám, pak výkon čerpadla bude:

$$P_{\check{c}2-2} = \frac{P_{t2-2}}{\eta_{\check{c}2-2}} = \frac{m_{2-2} \cdot Y_{2-2}}{\eta_{\check{c}2-2}} = \frac{39,785 \cdot 276,8}{0,67} = 16470 [W]. \quad (3.95)$$

Posouzení provozu bagrovacích čerpadel

Jelikož se změnil výkon čerpadla, mění se i zatížení motoru a s tím také účinník „cos φ“ a také účinnost elektromotoru, ty opět odečítám z tabulky přílohy 10. Potom je tedy výkon elektromotoru:

$$P_{m2-2} = \sqrt{3} \cdot U \cdot I_{2-2} \cdot \cos \varphi \cdot \eta_{m2-2} = \sqrt{3} \cdot 400 \cdot 40 \cdot 0,65 \cdot 0,9 = 16212[W]. \quad (3.96)$$

V tomto případě je výkon čerpadla a výkon elektromotoru přibližně stejný. Sice je výkon čerpadla vyšší, než je výkon motoru, ale to může být dáno chybnou volbou konstant ve výpočtu, jako je drsnost potrubí, nebo špatně volené součinitele pro místní ztráty, nebo špatný odhad účinníku nebo účinnosti elektromotoru z tabulky přílohy 10.

Obdobný výpočet provedu pro BČ 2-1, kde dosadím za čerpací objemový průtok hodnotu z tabulky 13. Potom tedy výkon čerpadla 2-1 je:

$$P_{\varepsilon 2-1} = \frac{P_{t2-1}}{\eta_{\varepsilon 2-1}} = \frac{m_{2-1} \cdot Y_{2-1}}{\eta_{\varepsilon 2-1}} = \frac{62,17 \cdot 571,66}{0,67} = 53048[W], \quad (3.97)$$

a výkon motoru:

$$P_{m2-1} = \sqrt{3} \cdot U \cdot I_{2-1} \cdot \cos \varphi \cdot \eta_{m2-1} = \sqrt{3} \cdot 400 \cdot 106 \cdot 0,88 \cdot 0,93 = 60102[W], \quad (3.98)$$

Čerpadlo	Hmotnostní průtok	Objemový průtok	Měrná energie	Účinnost čerpadla	Účinnost motoru	Účinník	Výkon čerpadla	Výkon motoru
	m.	V	Y	η_{ε}	η_m	cos φ	P_{ε}	P_m
	[kg/s]	[m ³ /s]	[J/kg]	[-]	[-]	[-]	[W]	[W]
2-2	39,86	0,0366	276,8500	0,67	0,9	0,65	16470,1	16212,0
2-1	62,17	0,0570	571,6638	0,67	0,93	0,88	53047,7	60102,4

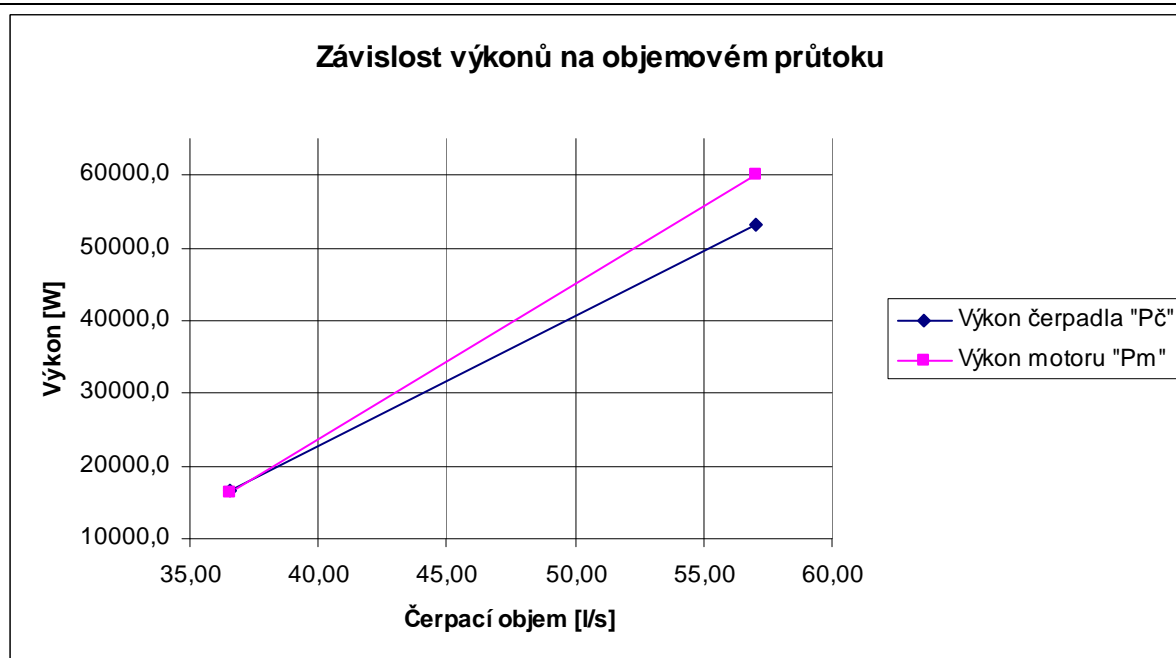
Tabulka 14: Skutečné výkony čerpadel 2-1 a 2-1

$$\text{kde: } m = \frac{Q_{\varepsilon}}{\rho_s} \cdot 1000 \left[\frac{kg}{s} \right], \quad (3.99)$$

$$V = \frac{Q_{\varepsilon}}{1000} \left[\frac{m^3}{s} \right]. \quad (3.100)$$

Vypočtené výsledky zobrazuji také v grafu 6, zde je oblast zdrojových dat pouze pro dva provozní stavy, proto mohou mít malou vypovídající hodnotu. Za povšimnutí stojí výkon motoru BČ 2-1, který má o přibližně 5 kWe vyšší výkon než je jeho konstrukční jmenovitý výkon. Elektromotor tedy pracuje v lehce přebuzeném režimu.

Posouzení provozu bagrovacích čerpadel



Graf 6: Závislost výkonů na objemovém průtoku BČ 2-1 a 2-2

3.9 Skutečný výkon BČ pro potrubí DN 300

Po zkušenosti s předchozími čerpadly 2-1 a 2-1 jsem provedl experimentální měření pro BČ 1-1, druhé BČ 1-2 nebylo připraveno k provozu. Výsledky měření jsem vypsals do následující tabulky 15.

Čerpadlo	Otáčky	Doba čerpání	Splavovací voda	Proud	Hmotnostní přítok	Objemový přítok	Objem přítoku	Celkový objem	Čerpací objem
	n	t _č	M	I	M _{př}	Q _v	V _{př}	V _c	Q _č
	[1/min]	[s]	[t/h]	[A]	[kg/s]	[m ³ /s]	[m ³]	[m ³]	[l/s]
1-1	550	840	96	69	26,67	0,03	24,91	56,91	67,75
	580	700	96	74	26,67	0,03	20,76	52,76	75,37
	600	590	96	80	26,67	0,03	17,50	49,50	83,90
	620	500	96	86	26,67	0,03	14,83	46,83	93,66
	650	440	92	89	25,56	0,03	12,51	44,51	101,15
	680	390	92	92	25,56	0,03	11,09	43,09	110,47
	700	350	90	98	25,00	0,03	9,73	41,73	119,23
	720	330	90	100	25,00	0,03	9,18	41,18	124,78
	750	295	90	107	25,00	0,03	8,20	40,20	136,28
	780	285	90	109	25,00	0,03	7,92	39,92	140,09
	800	275	90	115	25,00	0,03	7,65	39,65	144,17
	850	260	90	127	25,00	0,03	7,23	39,23	150,88

Tabulka 15: Čerpací objem BČ 1-1

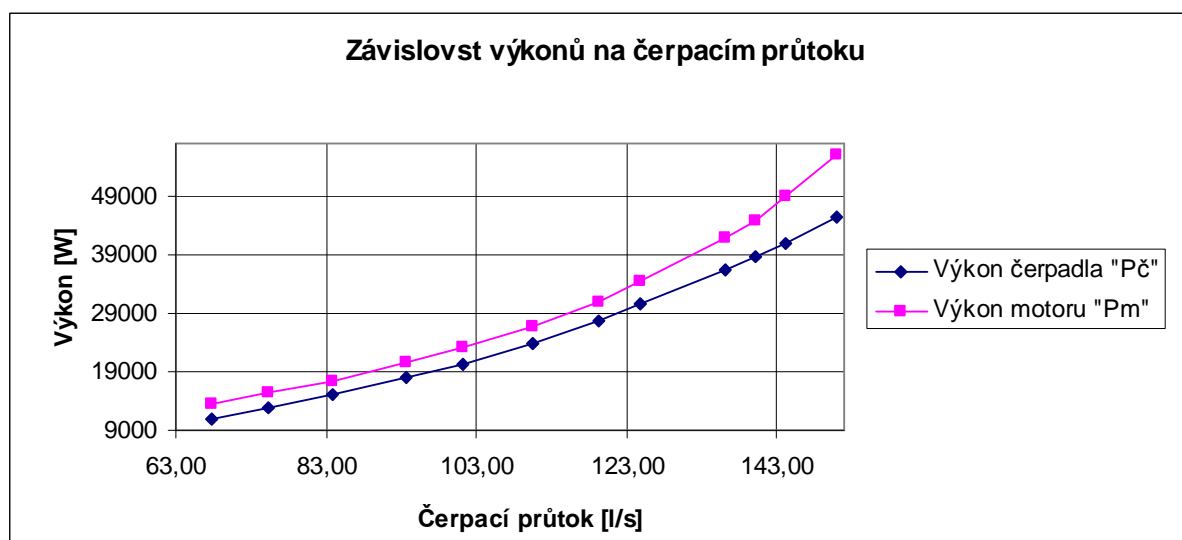
Posouzení provozu bagrovacích čerpadel

Výsledky tohoto měření jsem vynesl do grafu přílohy 1. Lze pozorovat, že výrobce opět udal nepravdivé údaje. S těmito novými daty dále pracuji a dosazuji do výkonových vzorců. Výsledky opět zapisuji do tabulky, nyní tabulka 16.

Čerpadlo	Hmotnostní průtok	Objemový průtok	Měrná energie	Účinnost čerpadla	Účinnost motoru	Účinník	Výkon čerpadla	Výkon motoru
	m.	V	Y	η_c	η_m	$\cos \varphi$	P_c	P_m
	[kg/s]	[m ³ /s]	[J/kg]	[-]	[-]	[-]	[W]	[W]
1-1	73,89	0,07	100,48	0,67	0,80	0,35	11082	13385
	82,20	0,08	106,29	0,68	0,81	0,37	12849	15365
	91,50	0,08	113,52	0,69	0,81	0,39	15053	17509
	102,14	0,09	122,75	0,70	0,82	0,42	17912	20520
	110,32	0,10	130,52	0,71	0,84	0,45	20424	23308
	120,48	0,11	141,03	0,71	0,86	0,49	23933	26860
	130,04	0,12	151,75	0,71	0,89	0,51	27793	30818
	136,08	0,12	158,95	0,71	0,89	0,56	30465	34530
	148,63	0,14	174,95	0,72	0,90	0,63	36367	41799
	152,78	0,14	180,55	0,72	0,90	0,66	38580	44857
	157,23	0,14	186,73	0,72	0,91	0,68	41064	49032
	164,55	0,15	197,29	0,72	0,91	0,70	45404	56048

Tabulka 16: Skutečný výkon čerpadla 1-1

Lepší prezentace výsledků je v grafické podobě, proto výsledky uvedu ještě v grafu 7.



Graf 7: Závislost výkonů na objemovém průtoku BČ 1-1

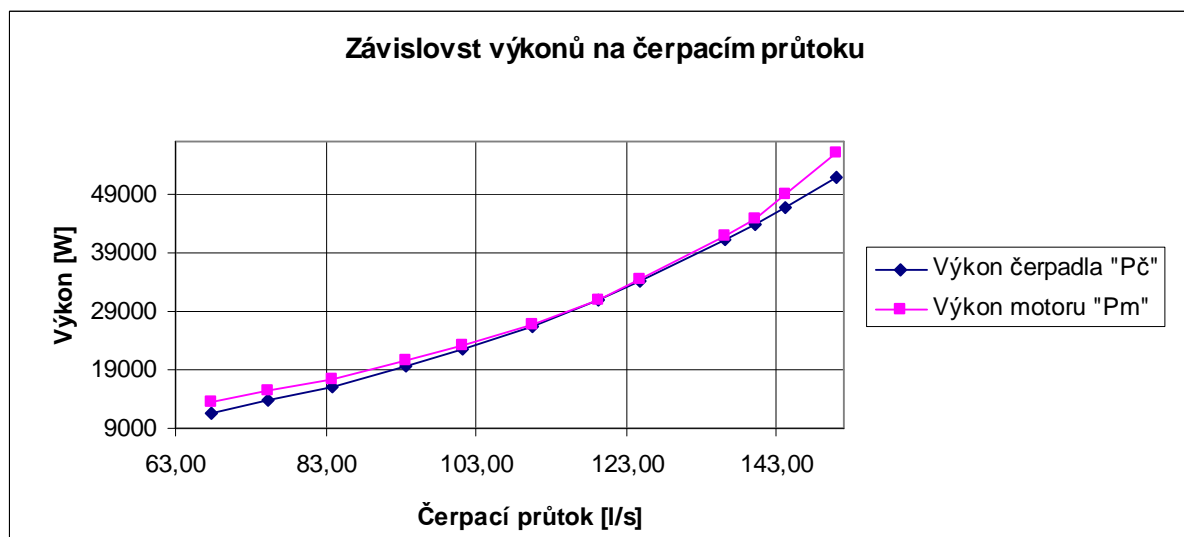
Výsledky výpočtů a měření pro tuto čerpací trať jsou sice zajímavé, ovšem také diskutabilní. Výkon elektromotoru je vždy o něco větší, než je vypočtený výkon čerpadla. To může být dáno tím, že do výpočtu výkonu elektromotoru jsem nezahrnul účinnost frekvenčního měniče. Elektromotory BČ 1-1 a 1-2 jsou totiž vybaveny FM, a proud, který jsem měřil na přívodním kabelu, jsem odečítal ještě před prvním elektrickým zařízením, a tím

Posouzení provozu bagrovacích čerpadel

byl právě FM. Nesoulad jednotlivých výkonů může být také výsledkem příčin, jež jsou diskutovány v předchozí kapitole 3.6.2. Při pohledu na obrázek 10, mohu usoudit, že drsnost potrubí „k“ nemusí být právě ta, kterou jsem zvolil, tedy $k=0,5$ mm, ale podstatně vyšší. Také, vyjdu-li z téhož obrázku, mohu konstatovat, že vnitřní průměr potrubí není přesně 300 milimetrů. Pokud budu předpokládat, že v potrubí nalepená, či usazená vrstva škváry (popílků) je průměrně o tloušťce 5 milimetrů a drsnost potrubí $k=1$ mm, pak se výkon čerpadla zvýší. Výsledek je pro porovnání vyneseno v grafu 8.

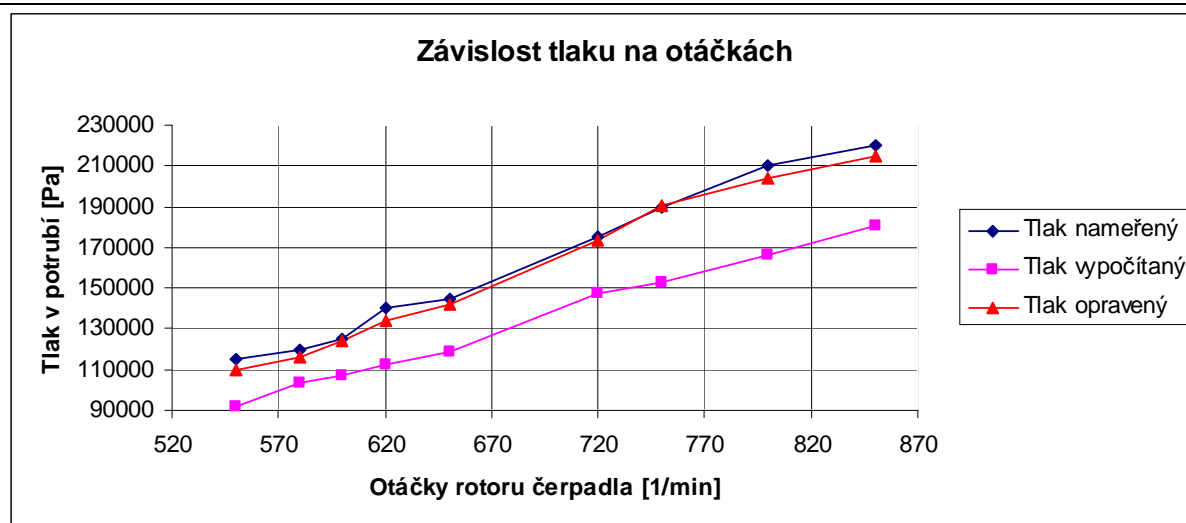
Lze ještě diskutovat odchylku výkonu motoru od výkonu čerpadla na začátku a na konci křivky. Tato odchylka může být způsobena také FM. Účinnost měniče, nebo-li ztráty v něm jsou funkcí součinu odporu a druhé mocniny proudu. Tedy čím vyšší proud, tím vyšší ztráty a tím nižší účinnost FM. Do vzorce pro výpočet výkonu motoru jsem s účinnosti FM nepočítal. Důvodem byla neznalost těchto dat. Výrobní firmy tyto údaje střeží a je to jejich „know-how“. Obecně se tvrdí, že jejich účinnost přesahuje 95%.

Ke správnosti měření čerpacího objemu pro BČ 1-1 přispívá i následující graf 9, který vyjadřuje závislost otáček na tlaku v potrubí. V tomto grafu jsem vynesl 3 křivky. Jedna z nich (tlak naměřený) je křivka tlaku naměřeného přibližně 1 metr za čerpadlem manometrem o rozsahu 600 kPa, druhá křivka (tlak vypočítaný) je tlak vypočítaný na základě výpočtu chybných hodnot poskytnutých výrobcem (graf přílohy 2). I na základě této neshody jsem přemýšlel, jak tuto ztrátu „dohnat“. Řešením bylo přidat na objemovém průtoku. To mě také vedlo k zamyšlení nad správností údajů poskytnutých výrobcem čerpadla. Poslední křivka (tlak opravený) je tlak, který je výsledkem výpočtů za použití nově naměřených hodnot průtoku. Na základě porovnání těchto křivek lze konstatovat, že je správné jak měření, tak také použitá výpočtová metoda převzatá z [8].



Graf 8: Závislost výkonů na průtoku pro BČ 1-1 při ($k=1$ mm, $D=295$ mm)

Posouzení provozu bagrovacích čerpadel



Graf 9: Závislost tlaku v potrubí na otáčkách čerpadla

3.9.1 Důsledky změny objemových průtoků

Se změnou objemových průtoků v potrubích se změnily také některé, v předchozích kapitolách, počítané veličiny. Pro přehled a srovnání zapisují to tabulek.

Čerpadlo	Špatné hodnoty				Nové hodnoty			
	Čerpací průtok	Střední rychlost vody	Reynoldsovo číslo	Celkový tlak	Průtok potrubím	Střední rychlost vody	Reynoldsovo číslo	Celkový tlak
	$Q_{\check{c}}$	v_s	Re	p_c	$Q_{\check{c}}$	v_s	Re	p_c
	[l/s]	[m/s]	[-]	[Pa]	[l/s]	[m/s]	[-]	[Pa]
2-2	20	1,13	104555	144601	37	2,06	190811	300934
2-1	40	2,26	209108	345833	57	3,22	297979	622361

Tabulka 17: Srovnání středních rychlostí po změně průtoku pro DN 150

Zde lze pozorovat navýšení střední rychlosti proudění u čerpadla 2-2. Tato rychlost už téměř dosahuje rychlosti kritické ($v_{L150}=2,22$ m/s). Což je příznivé zjištění, neboť proudění hydrosměsi v potrubí DN 150 blíží proudění ve vlnosku, dle kapitoly 3.3. To je příznivé z hlediska snížení hydraulických ztrát a také z hlediska menšího opotřebování potrubí. Také lze pozorovat, že celkový tlak pro BČ 2-1 je $p_c=622361$ Pa, což již překročilo maximální jmenovitý výtlačný tlak $p_v=600000$ Pa. Co se týče porovnání Reynoldsova čísla, tak nedošlo k snížení, nýbrž k zvýšení jeho hodnoty a výpočet koeficientu tření zůstal i nadále dle Nikuradseho.

Posouzení provozu bagrovacích čerpadel

Otáčky	Špatné hodnoty				Nové hodnoty			
	Průtok potrubím	Střední rychlost vody	Reynoldsovo číslo	Celkový tlak	Průtok potrubím	Střední rychlost vody	Reynoldsovo číslo	Celkový tlak
n	Q_{ζ}	v_s	Re	p_c	Q_{ζ}	v_s	Re	p_c
[1/min]	[l/s]	[m/s]	[-]	[Pa]	[l/s]	[m/s]	[-]	[Pa]
550	40	0,56	104500	92200	68	0,95	176500	109400
600	65	0,92	170000	107500	84	1,18	219500	123900
650	79	1,12	206500	119000	101	1,43	264000	142200
700	93	1,31	243000	133000	119	1,69	311400	165200
750	110	1,55	287500	153200	136	1,92	355500	190400
800	120	1,69	313600	166500	144	2,04	376400	203400
850	130	1,84	339800	181000	150	2,12	392000	213600

Tabulka 18: Srovnání počítaných veličin pro DN 300

V tomto případě pro potrubí DN 300 nově vypočtené hodnoty nijak výrazně neovlivnily postup výpočtů. Střední rychlost vody je i nadále výrazně pod rychlostí kritickou ($v_{L300}=3,14\text{m/s}$), a proto platí vyvozené závěry, k tomuto potrubí, diskutovány v kapitole 3.4.

3.9.2 Posouzení instalace frekvenčních měničů

V případě, že budu brát zřetel na požadavek, aby čerpací trať byla neustále v provozu, pak je instalace frekvenčních měničů (FM) na BČ 2-1 a 2-2 nanejvýš vhodná. Podívám-li se na skutečné čerpané množství, BČ 2-1= 224 t/h a BČ= 2-2 143 t/h, a srovnám tyto hodnoty s tabulkou 1, pak lze usoudit, že provoz čerpadla 2-2 je nejpriznivější bez jakýchkoli úprav otáček pro zimní provoz, tedy když jsou v provozu kotle K1, K2 a K4. Množství splavovací vody je v tomto případě předepsáno dle MPP na 130-150 t/h. Pro letní provoz (90 t/h splavovací vody) by však bylo žádoucí, aby byly otáčky ještě více sníženy. To by poukazovalo na potřebu instalace FM. Cena frekvenčního měniče pro elektromotor o jmenovitém výkonu 55 kWe je okolo 85 000 Kč [10]. Myslím si však, že kupovat FM na 1 rok provozu je zbytečné. Levným a zároveň elegantním řešením by bylo zakoupení řemenic a klínových řemenů a z převodovat jak BČ 2-1, tak BČ 2-2 na otáčky 1200 za minutu. Výrazně by se tím prodloužila životnost oběžných kol malých čerpadel. Nebo z převodovat pouze BČ 2-1, druhé čerpadlo ponechat tak, jak je, a používat jej pouze pro případ poruchy čerpadla 2-2 nebo pro proplachování potrubí.

3.10 Návrh opatření s krátkou dobou návratnosti

Z hlediska energetiky, tedy využití všech zařízení na jejich maximální konstrukční účinnost, bych doporučil provoz všech čerpadel na jejich maximální konstrukční otáčky. Nicméně je jasné, že by při provozu všech BČ docházelo k cyklickému provoznímu režimu, což není přínosné pro životnost šoupátkových uzávěrů (popsáno v kapitole 3.4). Proto navrhuji:

Posouzení provozu bagrovacích čerpadel

1. Používat BČ 2-1 a 2-2 na co možná nejkratší vzdálenost (A-Sever, maximálně A-Jih), Důvodem jsou velké hydraulické ztráty. Při čerpání hydrosměsi na trati delší jak A-Jih u BČ 2-1 dochází k nárůstu celkového tlaku nad jmenovitý výtlačný. Čerpání na složiště B je vyloučeno.
2. V případě spotřeby splavovací vody okolo 150 t/h BČ 2-1. Opět ale platí, že čím kratší je dopravní vzdálenost, tím menší tlaková ztráta a tím menší náklady na provoz BČ.
3. V letním provozu (90 t/h) používat BČ 2-2. Možno na obě složiště A.
4. Při používání většího množství splavovací vody než je 150 t/h používat čerpadlo 1-1 nebo 1-2. To pro to, že čerpací výkon BČ 2-1 by již nebyl dostačující. Účinnost čerpadla je v tomto případě 67%. Elektromotor je ale velice předimenzován, respektive je používán pouze na 10% jeho jmenovitého výkonu (110 kW). V tomto případě je účinnost a účinník motoru na velmi malých hodnotách (80% a 35%). Je to dáno tím, že čerpadlo nebylo na tyto otáčky (potažmo čerpací výkon) stavěno. Tento nesoulad je dán neustálou snahou o snižování množství spotřebované povrchové vody, a to má za následek právě zmíněné naddimenzování bagrovacích čerpadel.

4 SUCHÝ ODBĚR ŠKVÁRY

V Teplárně Přerov je uvažována výstavba suchého odběru škváry, tedy náhrada za současně provozovanou technologii odvodu škváry splavovací vodou technologií novou. Důvodem jsou nemalé finanční náklady na používání splavovací vody. Roční spotřeba vody je okolo 800 000 m³ a za každý použitý m³ vody, který si teplárna „půjčí“ z řeky Bečvy, se platí 5,47 Kč. Tedy jen náklady na používání splavovací vody jsou ve výši okolo 4,5 milionu Kč.

Vzhledem k tomu, že jsem neměl žádnou představu, jak funguje suchý odběr škváry, byly mé nápady velice pestré a často i těžko realizovatelné. Má vize o suchém odběru škváry je založena na slově „suchý“, tudíž na použití co možná nejmenšího množství vody, která může sloužit třeba jen pro případné chlazení rozdrcené škváry. Objemová koncentrace škváry „c_v“ by ve vodě neměla klesnout pod 95%. Požadavkem na novu technologii je samozřejmě nízká cena, nízké provozní náklady, minimální poruchovost a také fakt, že nesmí být porušeny stávající splavovací kanály, aby se v případě poruchy nové technologie přešlo na starý systém odstruskování pomocí splavovací vody. Pokud by nebyla záloha na odstruskování, znamenalo by to zastavení kotlů a obrovské finanční ztráty.

4.1 Možné technické řešení suchého odběru škváry z kotlů K1- K4

V průběhu mé stáže v teplárně od května do listopadu roku 2010 jsem se seznamoval s nepřeberným množstvím možností těchto řešení, a to jak z řad samotných zaměstnanců první směny, tak také od vedoucího provozu. Já jsem také přispěl svojí „troškou do mlýna“ a přišel s nápady, které jsem v teplárně konzultoval. Postupně vyšlo najevo několik zajímavých řešení, které v dalších kapitolách rozepíši. Podrobně se budu zabývat pouze jedním vybraným návrhem, jelikož se zbylými možnostmi teplárna nepočítá a počítání návratnosti by bylo zbytečné.

4.1.1 Odběr škváry z kotle K1 a K2

Varianta 1

Dispoziční uspořádání kotlů K1 a K2, kde vynašeče škváry jsou umístěny naproti sobě (příloha 3), nabízí několik možností využití. Myšlenka je, že se mezi tyto vynašeče umístí vysoko objemový kontejner, jehož maximální rozměry jsou limitovány vstupní příjezdovou cestou. Ta je úzká 3 m, navíc se před vjezdem do kotelny lomí do pravého úhlu (příloha 4), což z hlediska manipulace s plným kontejnerem není ideální. Navíc, aby tento kontejner mohl být umístěn přímo mezi vynašeče, musela by se přemístit, respektive přestavět, nosná konstrukce kotle. To by vyžadovalo posouzení statika, který by musel provést nové statické výpočty. Také samotná přestavba by byla velice technicky náročná. Dále by musela být provedena technická úprava vynašečů a musel by se upravit povrch příjezdové cesty.

Produkce škváry K1 nebo K2 je při plném výkonu přibližně 1,5 t/h. Kdyby byly v provozu oba kotle na plný výkon, pak je hodinová objemová produkce škváry:

Posouzení provozu bagrovacích čerpadel

$$\dot{V}_s = \frac{\dot{m}_s}{\rho_p} = \frac{3000}{1829} = 1,64 \left[\frac{m^3}{h} \right]. \quad (4.1)$$

Vybraný kontejner [11] o rozměrech 5250 x 2300 x 2000 mm má objem 24 m³. To by pro obsluhu znamenalo provést přibližně jednou za 15 hodin výměnu.

Výměna by vypadala pravděpodobně tak, že by obsluha odstruskování musela na chvíli vypnout vynašeče strusky, kontejner vyvést, pravděpodobně na kolejovém vozíku, a dovést kontejner nový. Bylo by tedy nutné mít v teplárně minimálně jeden kontejner v záloze pro případ, že by z jakýchkoli důvodů zkolaboval odvoz plných a dovoz prázdných kontejnerů.

V této variantě nejsou žádné velké náklady na provoz celého odstruskovacího systému. Největší položkou by v projektu byla pouze samotná přestavba.

Nevýhodou této varianty je fakt, že obsluha by musela manipulovat s velkými a těžkými kontejnery.

Variant 2

Druhá varianta je založená na částečném využití prostoru staré bagrovací jímky, která je vybudovaná venku vedle kotle K1 (příloha 5). Bylo by nutné provést stavební úpravy této jímky, zejména ji rozšířit tak, aby navazovala na nově vybudovaný kanál s dopravníkem. Tento kanál by byl umístěn v zemi souběžně vedle vynašeče kotle K1 (příloha 6). Délka tohoto kanálu by byla přibližně 26 metrů. Dopravník by měl být co nejméně poruchový, jelikož bude umístěn v zemi, pro případnou opravu bude přístup pouze shora. Proto jsem navrhoval použití redlerového nebo šnekové dopravníku. Problém je však v tom, že zkušenosti obsluhy TPř s těmito dopravníky jsou velice negativní, a proto jsem hledal jiný dopravník. Jako novinka se na trhu objevil pásový dopravník s pneumatickou podporou, který popíšu v kapitole 4.1.3. Poté, co by se škvára dopravila do jímky, nakládala by se na korbu nákladního auta, či do připraveného kontejneru pomocí mostového jeřábu nebo bagru, a byla by transportována na určené místo. Výhodou této varianty je, že odvoz škváry by nebyl závislý na nutnosti jisté posloupnosti pracovních úkonů obsluhy odstruskování, ale odvoz škváry bylo možno plánovat s rezervou až 3 dnů, s ohledem na objemové kapacity staré bagrovací jímky.

Slabá/napadnutelná místa této varianty:

- Přibude obslužné pracovní místo.
- Nakládka kontejneru by mohla trvat i několik desítek minut a není jisté, jestli by obsluha z odstruskování měla dostatek času na vykonání této práce.

Variant 3

Způsob vyvedení škváry je shodný s variantou 2, zde by však musely být provedeny stavební úpravy jak dopravníku a bagrovací jímky, tak také venkovního prostoru tak, aby dopravovaná škvára padala přímo do připraveného kontejneru. Dopravník by musel být vybudován tak, aby vyvezl škváru do výše minimálně 3 metrů nad zem. Obsluha by pouze manipulovala se zařízením sloužícím k posunu kontejneru, aby došlo k jeho rovnoměrnému naplňování. Lze tedy usoudit, že z hlediska časové náročnosti je tato varianta pro obsluhu příznivější.

4.1.1.1 Odběr škváry kotle K3 a K4

Varianta 4

Toto řešení počítá s odvodem škváry jako ve variantě 1, zde je však mnohem jednodušší přístup do prostoru kotleny K4 (příloha 7), kde je i mnohem více manipulačního prostoru. Kontejner by mohl být větší a nakládání na transportní nákladní automobil by bylo možné i přímo v prostorách kotleny. Stavební uspořádání v tomto místě nabízí i možnost vybudování mostového jeřábu, který by mohl vyvážet naplněný kontejner vraty ven a případně jej naložit na nákladní automobil.

V tomto případě by musely být vybudovány zcela nové dopravníky z pod kotlů do kontejneru. Opět by nebyla porušena konstrukce stávajících SK.

Varianta 5

Tato varianta věrně kopíruje variantu 2 a 3, až na to, že zde by byl vybudovaný kanál dlouhý 50 metrů a měl by opačný směr než budovaný kanál pro odvod z K1 a K2. Sběrné místo by bylo umístěno na protilehlé straně kotleny, než je stará bagrovací jímka (příloha 8).

4.1.2 Společný odvod škváry od všech kotlů

Varianta 6

K posuzování společného odvodu škváry ze všech kotlů mě vedla myšlenka, že v zimním období jsou v TPř v provozu 3 kotle - K1, K2 a K4. V případě řešení odvodu škváry z výše popsaných variant by obsluha odstruskování musela manipulovat se dvěma kontejnery. Jelikož člověk není stroj a není bezchybný, lze předpokládat, že kontrola a manipulace s kontejnery spolu se zařízeními k tomu potřebnými nebude prováděna se 100% důrazem na bezpečnost. Proto jsem zvažoval možnost nakládky škváry pouze na jednom místě, a tím eliminoval zbytečnou manipulaci s těžkými kontejnery na více místech. Všechna místa, kde se škvára vyvádí z kotle, leží téměř na pomyslné přímce, která je kolmá na osy všech kotlů (Viz výkres, který je volně vloženou přílohou číslo 2 této práce, tento výkres jsem získal z technických dokumentů k provozovaným zařízením). To mě vedlo k myšlence, že se vybuduje jeden pásový dopravník o celkové délce 80 metrů rovně skrz všechny čtyři kotleny a dále se vyvede ven z budovy na volné prostranství vedle čtvrté kotleny. V tomto místě je louka, a tudíž i obrovský prostor pro nakládání, skladování škváry či skladování kontejnerů (příloha 8). Dopravník by měl být umístěn vodorovně v nově vybudovaném kanálu, tudíž by byl skrytý a neubíral by zástavového prostoru v kotelnách. Na konci této tratě by bylo „překladiště“, tedy přepad na další pásový dopravník. Tento druhý dopravník by byl výkyvný a vyvážel by škváru do výše cca 3 m nad úroveň podlahy, odkud by škvára padala přímo do kontejneru. Výkyvný proto, že by obsluha odstruskování mohla v případě naplnění jednoho kontejneru začít plnit kontejner druhý pouze posunutím dopravníku. Výhodou by bylo, že by obsluha nemusela hýbat s těžkými kontejnery, pouze by obsluhovala mechanismus pohybující s dopravníkem.

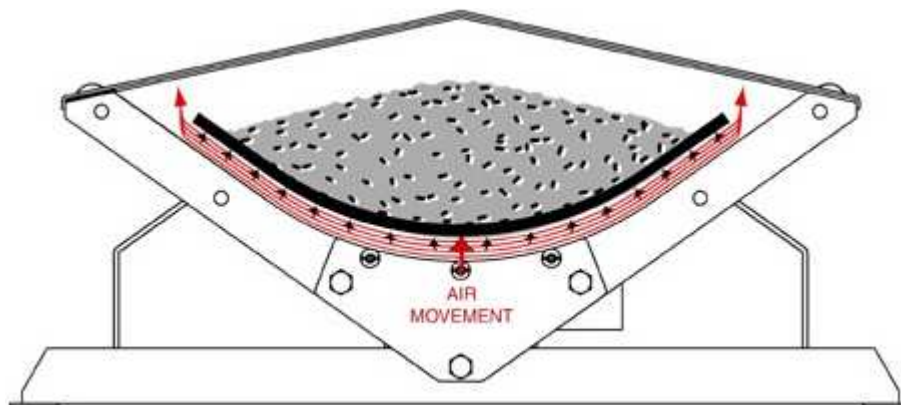
Dopravník by měl být co nejméně poruchový a měl by mít co nejmenší provozní náklady, proto jsem zvolil dopravník s pneumatickou podporou pásu. Jedná se o klasický

Posouzení provozu bagrovacích čerpadel

pásový dopravník, který však nepoužívá válečkových podpor. U nového dopravníku je pás nesen na vzduchovém polštáři. Ten vznikne tak, že v plechu, který je tvarován do „U“ profilu, je vyvrtáno mnoho děr, kterými se přivádí ventilátorem vzduch. Mezi pásem a plechem vznikne přibližně 8 milimetrů tlustý vzduchový film, který nadnáší pás za přítomnosti minimálního tření (viz obrázek 11 dále). Úspora energie při provozu vznikne právě v minimalizování tření v ložiscích u válečkových podpor. Výrobce udává, že úspora elektrické energie dosahuje až 30 % oproti klasickým válečkovým podporám.

4.2 Zhodnocení řešení suchého odběru škváry

Varianty lze hodnotit jak z hlediska finančního, tak z hlediska bezpečnosti. Z mého pohledu je na prvním místě vždy bezpečnost. Tedy provozovat takovou technologii, která bude mít minimální riziko možnosti vzniku pracovního úrazu, proto nebudu posuzovat ani jednu z variant, u kterých by manipulace s těžkými kontejnery výrazněji ovlivnila bezpečnost práce. Jedná se tedy o varianty 1, 3, 4 a 5. Také v teplárně se tyto varianty nesetkaly s kladnějšími ohlasy. Varianta 2, která je pro teplárnu přijatelnější, však neřeší odvod škváry z kotlů K3 a K4. Zbývá tedy varianta 6, která má celou řadu výhod, především se nebude muset zasáhnout do konstrukce kotelních zařízení a odpadnou veškeré nebezpečné manipulace v prostorách kotelen. Jediným pohybovým elementem bude pás dopravníku.



Obrázek 11: Pásový dopravník s pneumatickou podporou pásu [12]

4.3 Návratnost instalace suchého odběru škváry

Pro výpočet návratnosti investice do varianty 6, jsem kontaktoval různé potencionální dodavatele s žádostí o vypracování cenových nabídek jednotlivých prací a zařízení, které jsou nutné pro realizaci tohoto projektu. Ne vždy jsem se setkal s ochotou spolupracovat. Nicméně se mi podařilo sehnat podklady pro výpočet pořizovací ceny. Ta se skládá ze 4 hlavních položek:

- výstavba kanálu,
- dopravník s pneumatickou podporou pásu,
- výkyvný pásový dopravník s válečkovou podporou,

Posouzení provozu bagrovacích čerpadel

- úprava venkovního prostoru.

Také se mi podařilo shromáždit materiál pro stanovení ročních nákladů na provoz tohoto zařízení.

4.3.1 Náklady

4.3.1.1 Výstavba kanálu

Informace o cenách jednotlivých pracovních činností a materiálu jsem získal na základě e-mailové komunikace se stavební firmou, viz tabulka 19. Tato společnost, která na trhu působí již několik let, si v rámci prozrazení ceny svých služeb nepřála být jmenována.

název práce	MJ	množství	cena/MJ	celkem [Kč]
Řezání betonu	[m]	150	105	15 750
Rozbití betonu	[m ³]	13	2 600	33 800
Výkop/ručně	[m ³]	260	625	162 500
Přesun zeminy	[t]	440	15	6 600
Uložení zeminy	[t]	440	250	110 000
Beton+armování	[m ³]	80	11 000	880 000
Podlahový rošt 1600x1000x30 [mm]	[ks]	75	1 200	90 000
Betonový nosný panel 3000x2000x215 [mm]	[ks]	2	9 000	18 000
Celková cena				1 316 650
cena na "m" kanálu				16 458,125

Tabulka 19: Ceník výstavby kanálu

4.3.1.2 Dopravník s pneumatickou podporou pásu

Další zásadní položkou je pásový dopravník. Cenu tohoto pásového dopravníku jsem zjistil na základě cenové nabídky společnosti ME-Systems, která se zabývá dopravní technikou. Podrobný popis všech komponent je uveden v souboru Technická data dopravníku (ME-Systems).pdf přiloženého CD. Předběžná cena dopravníku byla firmou stanovena na 260 000 Euro. Při současném kurzu (dne 14. 5. 2011), který se pohybuje kolem 24 Kč za Euro, by cena byla 6 240 000 Kč. Cena zahrnuje:

- mechanické komponenty pro ukotvení na betonovou podlahu,
- plechové zakrytí,
- dmýchací jednotka,
- pás,
- pohon,
- balení a doprava do ČR (výroba v Německu),
- technický dozor při montáži (1 muž na 4 týdny).

Posouzení provozu bagrovacích čerpadel

4.3.1.3 Výkyvný pásový dopravník

Tento pásový dopravník plní funkci vynášení škváry do výše cca 3 metrů nad zem a taktéž úhlový posun dopravníku v rozmezí 120° tak, aby bylo možno nakládat více kontejnerů. Celková délka tohoto dopravníku je 20 m. Cena dopravníku je 250 000 Kč. Tato cena je orientační a získal jsem ji na základě e-mailové komunikace s obchodním zástupcem společnosti ME-Systems. Pohon tohoto dopravníku bude elektromotorem o jmenovitém výkonu 3 kWe.

4.3.1.4 Úpravy venkovního prostoru

Poslední významnou položkou je úprava venkovního prostoru, jednalo by se o vybetonování, nebo vyasfaltování plochy pod koncem výkyvného dopravníku. Cenu betonu jsem získal jako informaci od nejmenované stavební firmy, kde si za m³ betonu účtují 11 000 Kč. Když by bylo potřeba vybetonovat plochu 30x20 m při síle betonu 5 cm, pak by cena byla 330 000 Kč, kdežto při asfaltování stejného prostranství, kdy je cena 395 Kč/ m², by celkové náklady byly 118 500 Kč. Aby se asfalt nepromačkával pod koly nákladních automobilů, jak je tomu běžné, je místo, kde se nákladní automobily zastavují, vhodnější vybetonovat a zbylou příjezdovou cestu vyasfaltovat. S terénními úpravami se celková cena úpravy venkovního prostoru pohybuje, na základě získaných informací z komunikace se stavebními společnostmi, okolo 400 000 Kč.

4.3.1.5 Provozní náklady

Z dokumentu „Technická data dopravníku (ME-Systems).pdf“ na přiloženém CD je možno vyčíst, že spotřeba elektrické energie na provoz pásového dopravníku s pneumatickou podporou při plném výkonu je:

- jmenovitý příkon motoru pro pohon pásu 5,5 kWe,
- jmenovitý výkon ventilátoru 5,5 kWe.

Spotřeba elektrické energie pro pohon výkyvného dopravníku je 3 kWe. Součtově potom celková spotřeba je $P_{\text{dopravníků}} = 14 \text{ kWh}$. Celkový roční příkon je potom:

$$P_{\text{přířko}} = P_{\text{dopravníků}} \cdot h = 14 \cdot 8760 = 122,64 [\text{kWh}] , \quad (4.2)$$

po přepočtení na koruny, kdy cena je 1260Kč/MWh

$$N_{\text{provozní}} = P_e \cdot 1260 = 122,64 \cdot 1260 = 154500 [\text{Kč}] . \quad (4.3)$$

Toto je odhad nákladů na provoz nových pásových dopravníků. Lze ale předpokládat, že jejich zatížení nebude celoročně na jmenovitém výkonu, ale bude určitě nižší, proto odhadovaná částka je maximálně možná.

Posouzení provozu bagrovacích čerpadel

4.3.1.6 Náklady celkem

Celkové náklady, které jsou součástí „kapitálových výdajů“ jsou tedy:

Investice	Náklady
	[Kč]
Výstavba kanálu	1 300 000
Pásový dopravník s pneumatickou podporou	6 240 000
Pásový dopravník	250 000
Úprava venkovního prostoru	400 000
Ostatní	200 000
Celková cena	8 390 000

Tabulka 20: Investiční náklady

4.3.2 Úspory

Finanční úspory spočítám tak, že od součtu nákladů na provoz starého systému odstruskování odečtu teoretické náklady na provoz nové technologie. Tento postup jsem podrobněji rozepsal v následující tabulce 21.

	MJ	množství	cena/MJ [Kč]	Celkem
Splavovací voda	[m ³]	800 000	5,47	4 376 000 Kč
Příkon bagrovacích čerpadel	[MWh]	880	1 260	1 108 800 Kč
Příkon pohonů dopravníků	[MWh]	-122,64	1 260	- 154 500 Kč
Celková cena				5 330 300 Kč

Tabulka 21: Celkové úspory

4.3.3 Návratnost

Ve výpočtu doby návratnosti použiji pouze základní vzorec, vyjadřující vztah mezi investičními náklady a úsporami (ziskem) z ní plynoucími. Z důvodu pouze orientačních podkladů budu počítat pouze s odhadnutými hodnotami nákladů a úspor získaných na základě investice (viz výše), dále nebudu uvažovat odpisy a časovou hodnotu peněz. Výpočet budu tedy provádět podle vzorce [14]:

Posouzení provozu bagrovacích čerpadel

$$DN = \frac{KV}{Z_r}, \quad (4.4)$$

kde: DN [rok] je doba návratnosti,
 Z_r [Kč] je průměrný roční zisk (úspora) z investice.

Za kapitálové výdaje dosazují náklady na vybudování nové technologie odstruskování, za roční zisk potom celkové roční úspory (viz tabulka 21). Potom tedy:

$$DN = \frac{KV}{Z_r} = \frac{8390000}{5330300} = 1,57[\text{roků}]. \quad (4.5)$$

I když se investice posuzuje podle životnosti kupovaného zařízení, tak výsledek výpočtu návratnosti investice suchého odběru škváry je příznivý, neboť je nepsaným pravidlem, že dobrá investice se má vrátit do konce druhého roku provozu. Toto hodnocení je pouze informativní pro investora, který si sám stanovuje, kdy je a kdy není výsledná vypočtená návratnost akceptovatelná. V tomto případě je rychlá návratnost dána obrovskou úsporou financí za splavovací vodu. Musím ale podotknout, že toto je pouze hrubý výpočet na základě orientačních cenových nabídek a odhadů. Nicméně by se v případě podrobného dohledání veškerých finančních nákladů návratnost nějak radikálně měnit neměla.

5 ZÁVĚR

V této práci jsem kladl veliký důraz na výpočet hydraulických ztrát při čerpání hydrosměsi bagrovacími čerpadly na složiště. Díky těmto ztrátám jsem zjistil, s jakým vytížením pracují čerpadla vzhledem k jejich konstrukčním parametrům. Díky znalosti těchto hydraulických, potažmo tlakových ztrát, jsem měl další kritérium pro hodnocení provozu bagrovacích tratí a čerpadel. Při výpočtu těchto ztrát jsem narazil na několik zajímavostí, které mi dávaly jistou variabilitu například při volbě součinitele místních ztrát pro různé singularity (ohyby, uzávěry a podob.), nebo především volba drsnosti potrubí „k“. Při porovnávání naměřených a vypočtených hodnot ztrátového tlaku jsem došel k závěru, že potrubí může být přicpané škvárou.

Neméně cenné byly informace zjištěné na základě porovnání výkonu elektromotorů a čerpadel. Právě díky tomuto porovnání jsem přišel na chybu v údajích poskytovaných výrobcem bagrovacích čerpadel. Tato chyba v čerpaném množství hydrosměsi je také zakotvena v místních provozních předpisech teplárny. Po ověření této chyby jsem tuto nepříjemnou informaci prezentoval v teplárně. Byla přijata a začaly se provádět nezbytné kroky k opravě provozních předpisů.

Druhým řešeným tématem této práce byl výpočet návratnosti nové technologie odvodu škváry. Podnětem byly nemalé finanční náklady na provoz stávajícího systému odstruskování. V této práci jsem navrhl a popsal několik variant řešení. Po konzultacích v teplárně jsem provedl propočet pouze jedné varianty. Náklady na výstavbu nové technologie jsem shromažďoval výhradně z telefonických rozhovorů, nebo z emailové komunikace s vybranými stavebními společnostmi. Ne vždy jsem se setkal s ochotou sdělit informace ohledně cen jimi poskytovaných služeb. Tyto nepříjemnosti pro mě byly obrovskou zkušeností do života. Nakonec se mi podařilo potřebné podklady pro výpočet návratnosti získat a výpočet realizovat. Uvedené informace ohledně spotřeby jak splavovací vody, tak elektrické energie pro bagrovací čerpadla jsem získal z archivovaných záznamů o provozu teplárny. Tyto informace mi bylo dovoleno v diplomové práci publikovat a zveřejnit.

6 SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY

- [1] NĚMEC, Zdeněk . *Regulace a automatizace energetických zařízení* [online]. Brno : Ústav automatizace a informatiky (Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství), 2010 [cit. 2011-05-18]. Dostupné z WWW:
<<https://www.vutbr.cz/elearning/mod/resource/view.php?id=104795>>.
- [2] *Mapy.cz* [online]. 2011 [cit. 2011-05-22]. *Mapy.cz*. Dostupné z WWW:
<<http://www.mapy.cz/#x=17.428264&y=49.444817&z=17&l=3&c=h>>.
- [3] *WIER Minerals* [online]. 2008, 20.1.2009 [cit. 2011-02-28]. Warman® Centrifugal Slurry Pumps. Dostupné z WWW:
<http://www.weirminerals.com/products/centrifugal_slurry_pumps/warman.aspx>.
- [4] MAREK, Pavel. *Hydrosměsi, Plunžrové čerpadlo*. Brno, 2.3.2009. 42 s. Prezentace. VUT v Brně.
- [5] *Converter.cz* [online]. 2002 [cit. 2011-05-22]. Hustota kapalin. Dostupné z WWW:
<<http://www.converter.cz/tabulky/hustota-kapalin.htm>>.
- [6] JANALÍK, Jaroslav. *Potrubní hydraulická a pneumatická doprava*. Ostrava : Vysoká škola báňská-Technická univerzita v Ostravě, 1998. 195 s.
- [7] ŠKORPÍK, Jiří. *TRANSFORMAČNÍ TECHNOLOGIE* [online]. 2010, 10.3.2011 [cit. 2011-03-18]. Vznik tlakové ztráty při proudění tekutiny. Dostupné z WWW:
<<http://oei.fme.vutbr.cz/jskorpik/vznik-tlakove-ztraty-pri-proudeni-tekutiny.html>>.
- [8] ŠOB, František. *Hydromechanika*. Brno : Akademické nakladatelství CERM s.r.o., leden 2002. 238 s.
- [9] KADRNOŽKA, Jaroslav. *Lopatkové stroje*. Brno : Akademické nakladatelství CERM s.r.o., září 2003. 177 s.
- [10] *Konzult.cz* [online]. 2003 [cit. 2011-05-15]. Technická specifikace a ceník frekvenčních měničů TECO- řada CV-A (0,4 - 55 kW). Dostupné z WWW: <<http://www.konzult.cz/rada-cv-a-0-4-55-kw-urcena-pro-kaskadni-rizeni-cer/>>.
- [11] *Navara* [online]. 2010 [cit. 2011-05-11]. Kontejnery. Dostupné z WWW:
<<http://www.navara.cz/kontejnery/abroll-kontejnery.php?ukaz=>>>.
- [12] *Martin-eng.com* [online]. 2006, změněno 8. května 2011 [cit. 2011-05-08]. MARTIN® Air-Supported Conveyor System. Dostupné z WWW: <http://www.martin-eng.com/webfm_send/959>.
- [13] *Asfaltovani.cz* [online]. 2011 [cit. 2011-05-08]. Asfaltování. Dostupné z WWW:
<<http://www.asfaltovani.cz/cenik>>.

Posouzení provozu bagrovacích čerpadel

[14] REŽŇÁKOVÁ, Mária. *Finanční management : 2.díl.* první. Brno : Akademické nakladatelství CERM, s.r.o. Brno, 2005. 119 s. ISBN 80-214-3036-2.

7 SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

Zkratka/symbol	Jednotka	Popis
a,b	m	Délka
AH	-	Druh bagrovacího čerpadla
BČ	-	Bagrovací čerpadlo
CD	-	Compact disk
$\cos \varphi$	-	Účíník
c_v	-	Objemová koncentrace
c_{xy}	-	Odporový součinitel
CZT	-	Centrální zásobování teplem
ČR	-	Česká Republika
d^*	-	Nestejnorodost pevné látky
D,d	m	Průměr
d_{10}, d_{60}, d_{50}	mm	Velikost zrn škváry
DN	rok	Doba návratnosti
DN 150	mm	Průměr potrubí 150 mm
DN 300	mm	Průměr potrubí 300 mm
f	-	Funkce
F_L	-	Koeficient Durandovy funkce
FM	-	Frekvenční měnič
g	m/s^2	Gravitační zrychlení
H,h	m	Výška
CHÚV	-	Chemická úprava vody
I	A	Proud
k	mm	Drsnost
K1-K4	-	Kotel
Kč	-	Koruna česká
Kj	m^{-4}	Ztrátová konstanta třením
Kj(i)	m^{-4}	Ztrátová konstanta místních ztrát
kr	-	Relativní drsnost
KV	Kč	Kapitálové výdaje
L	m	Délka
LTO	-	Lehký topný olej
m	kg	Hmotnost
m.,M.	kg/s	Hmotnostní průtok
MPP	-	Místní provozní předpisy
n	1/min	Otáčky
N	Kč	Náklady
p	Pa	Tlak
P	W	Výkon
Q	m^3/s	Objemový průtok
QS15	-	Druh elektrických služeb
R,r	m	Poloměr
Re	-	Reynoldsovo číslo
S	m^2	Plocha
SK	-	Splavovací kanál
SV30	-	Druh elektrických služeb
SQ15	-	Druh elektrických služeb

Posouzení provozu bagrovacích čerpadel

Zkratka/symbol	Jednotka	Popis
t	s	Čas
TG1	-	Turbína
TPř	-	Teplárna Přerov
TZL	-	Tuhé znečišťující látky
u	m/s	Obvodová rychlost
U	V	Napětí
UCTE	-	Unie pro koordinaci přenosu elektřiny v Evropě
v	m/s	Rychlost
V	m ³	Objem
v _L	m/s	Kritická rychlost proudění
w*	m/s	Sedimentační rychlost v omezeném prostředí
w _o	m/s	Sedimentační rychlost v nekonečném prostředí
Y	J/kg	Měrná energie
z	m. n. m.	Nadmořská výška
Z	Kč	Zisk
δ	°	Úhel
Δ	Pa	Rozdíl
ζ	-	Ztrátový součinitel místních ztrát
η	-	Účinnost
λ	-	Koeficient tření
ν	m ² /s	Kinematická viskozita
ρ	kg/m ³	Hustota
ω	rad	Úhlová rychlost

7.1 Seznam indexů

Zkratka	Popis
sm	Směs
vo	Voda
pl	Pevná látka
č	Čerpadlo
z	Ztráta
h	Hydraulika
g	Gravitace
r	Realita
c	Celkem
p	Tlak
k	Kinetika
V	Objem
t	Teoreticky
zd	Zdánlivě
m	Motor
bj	bagrovací jímka

Posouzení provozu bagrovacích čerpadel

Zkratka	Popis
bj	Bagrovací jímka
př	Přítok
s	Střední
š	Škvára
r	Průměr

8 SEZNAM TABULEK

Tabulka 1: Počet kotlů v provozu se spotřebou splavovací vody	18
Tabulka 2: Hmotnostní zastoupení zrn škváry	22
Tabulka 3: Průtok hydrosměsi v DN 150	26
Tabulka 4: Průtok hydrosměsi v DN300	27
Tabulka 5: Absolutní drsnosti potrubí různé kvality [8]	33
Tabulka 6: Opravné koeficienty kruhových oblouků [8]	34
Tabulka 7: Ztrátový součinitel bezpečnostních uzávěrů (100% otevření) [8]	35
Tabulka 8: Místní ztráty pro trať A-Jih DN300	36
Tabulka 9: Místní ztráty pro trať A-Jih DN 150	40
Tabulka 10: Tabulka závislosti tlaku na otáčkách pro BČ 1-1 (A-Jih)	43
Tabulka 11: Změny ztrátových veličin v závislosti na drsnosti potrubí DN 150	44
Tabulka 12: Porovnání tlakové ztráty na změně průměru potrubí	46
Tabulka 13: Čerpací objem BČ 2-1 a 2-1	50
Tabulka 14: Skutečné výkony čerpadel 2-1 a 2-1	51
Tabulka 15: Čerpací objem BČ 1-1	52
Tabulka 16: Skutečný výkon čerpadla 1-1	53
Tabulka 17: Srovnání středních rychlostí po změně průtoku pro DN 150	55
Tabulka 18: Srovnání počítaných veličin pro DN 300	56
Tabulka 19: Ceník výstavby kanálu	62
Tabulka 20: Investiční náklady	64
Tabulka 21: Celkové úspory	64

9 SEZNAM OBRÁZKŮ

Obrázek 1: Vybavení kotle.....	11
Obrázek 2: Příčný řez čedičovým žlabem.....	15
Obrázek 3: Letecký pohled na teplárnu s naznačenou trasou SK [2].....	15
Obrázek 4: Části bagrovacího čerpadla [3]-upraveno autorem.....	16
Obrázek 5: Bagrovací čerpadla Warman	18
Obrázek 6: Základní druhy pohybu materiálu v potrubí [6]	24
Obrázek 7: Rychlostní profil proudění kapaliny v trubce [7]	26
Obrázek 8: Detail vybroušeného dna potrubí (DN 300, složiště A-Sever).....	28
Obrázek 9: Poškození oběžního kola BČ 2-1 abrazí (1200 hodin provozu).....	30
Obrázek 10: Nánosy škváry a popílku v DN 300 (složiště A-Sever).....	45
Obrázek 11: Pásový dopravník s pneumatickou podporou pásu [12].....	61

10 SEZNAM GRAFŮ

Graf 1: Křivka zrnitosti škváry.....	23
Graf 2: Koeficient Duranovy funkce pro stejnorodý materiál [4].....	25
Graf 3: Kriterijní diagram ($k_r = f(Re)$) pro určení režimu proudění [8]	38
Graf 4: Závislost tlaku měřeného a vypočítaného na otáčkách BČ 1-1	43
Graf 5: Graf změny ztrátových veličin v závislosti na drsnosti potrubí pro DN 150.....	45
Graf 6: Závislost výkonů na objemovém průtoku BČ 2-1 a 2-2	52
Graf 7: Závislost výkonů na objemovém průtoku BČ 1-1	53
Graf 8: Závislost výkonů na průtoku pro BČ 1-1 při ($k=1$ mm, $D=295$ mm).....	54
Graf 9: Závislost tlaku v potrubí na otáčkách čerpadla.....	55

11 SEZNAM PŘÍLOH

11.1 Vázané přílohy

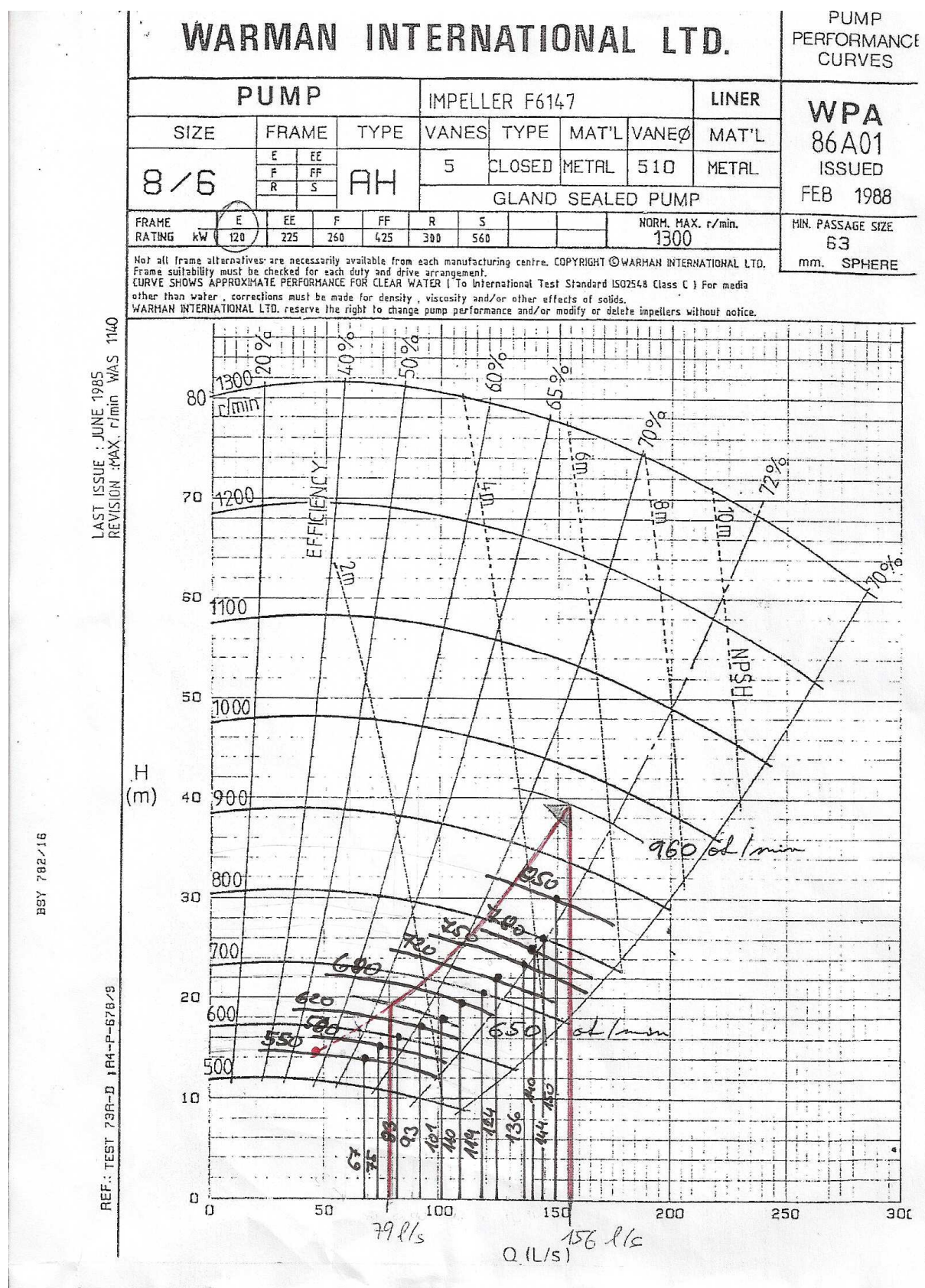
Příloha 1: Graf bagrovacího čerpadla 1-1 a 1-2	76
Příloha 2: Graf bagrovacího čerpadla 2-1 a 2-2	77
Příloha 3: Obrázek prostoru kotelný u kotle K1	78
Příloha 4: Obrázek příjezdové komunikace do kotelný kotle K1	78
Příloha 5: Obrázek staré bagrovací jímky	79
Příloha 6: Obrázek vynašeče a drtiče škváry kotle K1.....	79
Příloha 7: Obrázek volného prostoru u kotle K4.....	80
Příloha 8: Obrázek volného prostranství vedle kotelný kotle K4	80
Příloha 9: Technické informace o elektromotoru.....	81

11.2 Volné přílohy

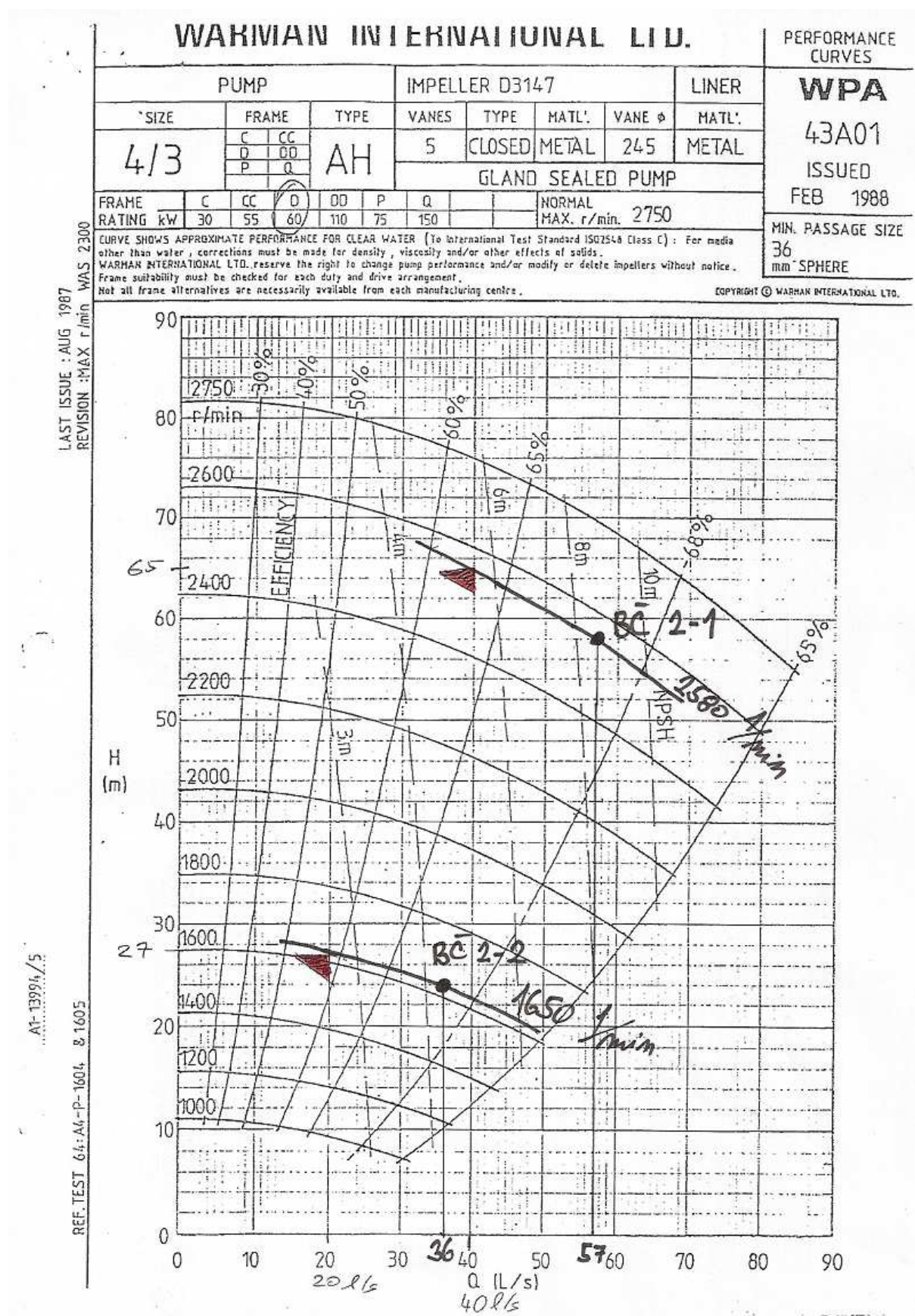
Volná příloha 1: Schéma struskovodu

Volná příloha 2: Schéma splavovacích kanálů

Příloha 1: Graf bagrovacího čerpadla 1-1 a 1-2



Příloha 2: Graf bagrovacího čerpadla 2-1 a 2-2



Příloha 3: Obrázek prostoru kotelny u kotle K1



Příloha 4: Obrázek příjezdové komunikace do kotelny kotle K1



Příloha 5: Obrázek staré bagrovací jímky



Příloha 6: Obrázek vynašeče a drtiče škváry kotle K1



Příloha 7: Obrázek volného prostoru u kotle K4



Příloha 8: Obrázek volného prostranství vedle kotelny kotle K4



Technické informace

Elektrické a mechanické údaje

Účinnost, účinník, jmenovitý moment

Účinnost a účinník

Hodnoty účinnosti a účinníku pro jmenovité výkony motorů jsou uvedeny v tabulkách dat pro výběr a objednávání - část 3. Tabulky obsahují rovněž hodnoty účinnosti a účinníku při zatížení 75% jmenovitého výkonu stanovené k jednotlivým typům motorů.

Hodnoty uvedené ve vedlejší tabulce pro dílčí zatížení jsou průměrnými hodnotami stanovenými z měření různých typů motorů.

Přesné údaje sdělí výrobce na dotaz.

Jmenovitý moment

Jmenovitý kroutící moment motoru na hřídeli se vypočte:

$$M = 9,55 \cdot P \cdot \frac{1000}{n}$$

P jmenovitý výkon v kW

n jmenovité otáčky v min⁻¹

M jmenovitý moment v Nm

■ Liší-li se napětí od jmenovité hodnoty v rámci dovoleného rozsahu, potom se moment záběrný, nejmenší rozběhový a moment zvratu mění přibližně kvadraticky, záběrný proud přibližně lineárně se změnou napětí.

U motorů s rotorem nakrátko je záběrný moment a moment zvratu udán v tabulkách jako násobek jmenovitého momentu, záběrný proud jako násobek jmenovitého proudu.

Motory s rotorem nakrátko jsou přednostně spouštěny přímým zapnutím na síť. Klasifikace momentů ukazuje, že při přímém zapnutí na síť je i při úbytku napětí -5% možný rozběh až do velikosti

160 % u KL16

130 % u KL13

100 % u KL10

jmenovitého kroutícího momentu.

Diagramy momentových pásem na str. 2/12 ukazují jen typický průběh.

■ Pokud se diagramy protimomentu pracovního stroje blíží momentovému pásu motoru, je nutný dotaz.

Účinnost při dílčím zatížení jmenovitého výkonu				5/4	Účinník při dílčím zatížení jmenovitého výkonu				5/4
1/4	2/4	3/4			1/4	2/4	3/4		
93	96	97	97	96,5	0,70	0,86	0,90	0,92	0,92
92	95	96	96	95,5	0,65	0,85	0,89	0,91	0,91
90	93,5	95	95	94,5	0,63	0,83	0,88	0,90	0,90
89	92,5	94	94	93,5	0,61	0,80	0,86	0,89	0,89
88	91,5	93	93	92,5	0,57	0,78	0,85	0,88	0,88
87	91	92	92	91,5	0,53	0,76	0,84	0,87	0,87
86	90	91	91	90	0,51	0,75	0,83	0,86	0,86
85	89	90	90	89	0,49	0,73	0,81	0,85	0,86
84	88	89	89	88	0,47	0,71	0,80	0,84	0,85
80	87	88	88	87	0,45	0,69	0,79	0,83	0,84
79	86	87	87	86	0,43	0,67	0,77	0,82	0,83
78	85	86	86	85	0,41	0,66	0,76	0,81	0,82
					0,40	0,65	0,75	0,80	0,81
					0,38	0,63	0,74	0,79	0,80
					0,36	0,61	0,72	0,78	0,80
					0,34	0,59	0,71	0,77	0,79
					0,32	0,58	0,70	0,76	0,78
					0,30	0,56	0,69	0,75	0,78
					0,29	0,55	0,68	0,74	0,77
					0,28	0,54	0,67	0,73	0,77
					0,27	0,52	0,63	0,72	0,76
					0,26	0,50	0,62	0,71	0,76